

Документ подписан простой электронной подписью

Информация о владельце:

ФИО: Шебзухова Татьяна Александровна

Должность: Директор Пятигорского института (филиал) Северо-Кавказского
федерального университета

Дата подписания: 19.09.2023 10:53:26

Уникальный программный ключ:

d74ce93cd40e39275c3ba2f38486412a18e190

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования**

«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт сервиса, туризма и дизайна (филиал) СКФУ в г. Пятигорске

О.А. Макличенко

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ
ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ**

по дисциплине

ТЕПЛО- И ХЛАДОТЕХНИКА

Направление подготовки 19.03.04 Технология продукции и организация
общественного питания

Направленность (профиль) Технология и организация ресторанного дела

Квалификация выпускника: бакалавр

Для очной формы обучения

Пятигорск, 2021 г.

Содержание

Введение

Практическая работа № 1. Нагревание

Практическая работа № 2. Выпаривание

Практическая работа № 3. Сушка

Практическая работа № 4. Расчет изоляции охлаждаемого помещения

Практическая работа № 5. Расчет теплопритоков в охлаждаемое помещение

Практическая работа № 6. Построение цикла и расчет одноступенчатой холодильной машины

Практическая работа № 7. Построение цикла и расчет двухступенчатой холодильной машины

Список рекомендуемой литературы

Введение

Изучение дисциплины рекомендуется вести в следующем порядке: внимательно ознакомиться с содержанием соответствующего раздела рабочей программы и методическими указаниями, прочитать по учебнику материал, рекомендуемый в программе для изучения данной темы.

При изучении материала полезно составлять конспекты по каждой теме изучаемой дисциплины.

Для положительной аттестации по дисциплине от студента требуется знание теоретических положений дисциплин, понимание физической сущности изучаемых явлений и процессов, умение применять теоретические положения к решению практических задач и выполнению лабораторных работ.

В результате освоения компетенций ОПК-2, ОПК-3, ПК-5 студент должен знать понятие термодинамической системы, первый закон термодинамики, второй закон термодинамики, рабочие процессы холодильных машин, принципы получения искусственного холода; термодинамические процессы идеальных газов, круговые термодинамические процессы (циклы), основы термодинамики необратимых процессов; основные проблемы научно-технического развития пищевой промышленности; способы рационального использования сырьевых, энергетических и других видов ресурсов; технологии выполнения основных процессов тепло- и хладотехники; уметь применять физические законы механики, молекулярной физики, термодинамики, электричества и магнетизма для решения типовых задач; использовать знания инженерных процессов при определении теплопроводности, параметров теплоотдачи, теплопередачи, толщины термоизоляционного слоя; осуществлять контроль качества, безопасности сырья и готовой продукции с использованием нормативной документации, основных и прикладных методов исследований при холодильном хранении пищевых продуктов; владеть методиками расчета при определении показателей теплоотдачи, теплопередачи, теплового излучения; владеть навыками эксплуатации современного теплового, холодильного оборудования и приборов; навыками выбора режимов процессов тепло- и хладотехники; навыками интерпретации полученных в процессе анализа результатов и формулирования выводов и рекомендаций.

Дисциплина «Тепло- и хладотехника» входит в обязательную часть дисциплин модуля (Б1.О.22) подготовки бакалавра по направлению 19.03.04 Технология продукции и организация общественного питания, направленности (профиля) Технология и организация ресторанного дела. Ее освоение происходит в 3 семестре.

1. НАГРЕВАНИЕ

1.1. Расчет кожухотрубчатого теплообменника.

Рассчитать горизонтальный кожухотрубчатый теплообменник, в трубном пространстве которого при давлении P_1 движется теплоноситель «1» со средней скоростью w_1 . Теплоноситель «1» охлаждается (нагревается) от начальной температуры t_{H1} до конечной t_{K1} . В межтрубное пространство теплообменника подается теплоноситель «2» при давлении P_2 . Температура теплоносителя «2» изменяется от начальной t_{H2} до конечной t_{K1} . Трубы в теплообменнике стальные с незначительной коррозией, расположение труб шахматное.

Геометрические размеры теплообменника:

диаметр кожуха D , мм;

диаметр труб $d \times \delta$, мм,

общее число труб n ;

длина труб L , м;

число ходов в трубном пространстве Z ;

площадь поверхности теплообмена F , м².

В вариантах 1-15, 29-35 заданием предусматривается наличие поперечных перегородок в межтрубном пространстве теплообменника. Площадь проходного сечения в вырезе перегородки $S_{\text{ПЕР}}$ составляет 25% от площади сечения межтрубного пространства S_2 . В вариантах 16 - 28 контрольного задания теплообменники не имеют поперечных перегородок в межтрубном пространстве.

Требуется определить:

среднюю разность температур между теплоносителями;

среднюю температуру каждого теплоносителя;

теплофизические свойства теплоносителей при их средних температурах;

массовый и объемный расход теплоносителя «1»;

тепловую нагрузку аппарата;

массовый и объемный расход теплоносителя «2»;

среднюю скорость теплоносителя «2»;

значение критерия Рейнольдса и режим движения каждого теплоносителя;

расчётные коэффициенты теплоотдачи со стороны каждого теплоносителя;

расчётный коэффициент теплопередачи без учёта загрязнений стенки;

расчётный коэффициент теплопередачи с учётом загрязнений стенки;

температуру стенки со стороны каждого теплоносителя;

уточнённый коэффициент теплопередачи;

диаметры штуцеров для подачи теплоносителей (принимая допустимые скорости движения теплоносителя по трубам). Подобрать штуцера, исходя из ряда условных диаметров D_y : 20, 25, 32, 40, 50, 70, 80, 100, 125, 175, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500 мм;

гидравлическое сопротивление трубного и межтрубного пространства для изотермического потока, а также число перегородок в межтрубном пространстве, если их наличие в теплообменнике предусмотрено заданием;

необходимую площадь поверхности теплообмена.

Задания взять из таблицы 1.1 и 1.2 по последним двум цифрам зачетной книжки.

Сделать вывод о том, достаточна ли площадь поверхности теплообменника с заданными геометрическими характеристиками для проведения процесса в определенном заданием температурном интервале.

Таблица 1.1.

	Трубное пространство теплообменника					Межтрубное
	теплоноситель «1»	P_1 , МПа	$t_{н1}$, °C	$t_{к1}$, °C	ω_1 , м/с	теплоноситель «2»
1	Аммиак (газ)	0,30	100	5	6,0	22,4%-ный раствор NaCl
2	Аммиак (газ)	0,30	90	30	8,0	Вода
3	Аммиак (газ)	0,50	20	70	13,0	Водяной конденсат
4	Азот	0,15	20	100	10,0	Водяной конденсат
5	Азот	0,15	100	20	9,0	Вода
6	Вода	0,60	20	35	0,05	Азот
7	Водяной конденсат		180	100	0,02	Воздух
8	15%-ный раствор NaCl	0,20	10	5	0,03	Воздух
9	Вода	0,60	25	40	0,01	Воздух
10	Вода	0,60	20	30	0,04	Этан
11	Воздух	0,20	300	200	10,0	Этан
12	Этан	0,40	60	250	6,0	Этилен
13	Этилен	0,20	60	5	10,0	24,7%-ный раствор CaCl ₂
14	Этилен	0,20	60	5	5,0	24,7%-ный раствор CaCl ₂
15	Этилен	0,80	100	50	4,0	Вода
16	Анилин	0,20	180	60	0,6	Вода
17	Ацетон	0,20	56	40	0,5	Вода
18	Бензол	0,20	80	60	0,4	Вода
19	Бутиловый спирт	0,15	117	40	0,9	Вода
20	Метиловый спирт	0,15	64	38	1,0	Вода
21	Октан	0,17	136	45	0,6	Вода
22	Сероуглерод	0,12	46	25	0,6	Вода
23	Толуол	0,15	110	70	0,5	Вода
24	Четыреххлористый углерод	0,12	76	42	0,4	Вода
25	Этиловый спирт	0,15	78	38	0,5	Вода
26	Гексан	0,20	70	40	0,7	Вода
27	Анилин	0,15	180	75	0,6	Вода
28	Ацетон	0,20	50	38	0,8	Вода
29	Бензол	0,18	80	50	0,7	Вода
30	Бутиловый спирт	0,20	117	60	0,8	Вода
31	Метиловый спирт	0,16	64	40	0,8	Вода
32	Октан	0,18	130	80	0,7	Вода
33	Сероуглерод	0,20	46	28	0,7	Вода
34	Толуол	0,21	110	80	0,4	Вода
35	Этиловый спирт	0,23	78	45	0,4	Вода

Таблица 1.2

№	Пространство теплообменника			Геометрические размеры теплообменника					
	P_2 , МПа	t_{H2} , °C	t_{K2} , °C	D , мм	$d \times \delta$, мм	n	L , м	Z	F , м ²
1	0,20	-15	-5	500	20×2	202	3,0	2	38,0
2	0,60	7	20	600	20×2	370	2,0	2	47,0
3	0,20	110	60	600	20×2	389	2,0	1	49,0
4	0,50	150	120	400	20×2	166	4,0	2	42,0
5	0,60	20	40	400	25×2	111	3,0	1	26,0
6	0,12	80	50	325	20×2	100	1,5	1	9,5
7	0,12	20	120	400	25×2	100	4,0	2	31,0
8	0,12	70	25	273	25×2	37	1,0	1	3,0
9	0,40	150	60	600	20×2	389	2,0	1	49,0
10	0,20	90	30	273	20×2	61	2,0	1	7,5
11	0,15	50	180	400	25×2	100	4,0	2	31,0
12	0,40	300	100	600	25×2	257	4,0	1	81,0
13	0,20	-20	0	800	25×2	404	2,0	4	63,0
14	0,20	-20	-10	400	20×2	156	2,0	2	21,0
15	0,60	25	40	500	25×2	132	6,0	2	62,0
16	0,12	25	40	1200	25×2	1090	6,0	2	59
17	0,15	25	40	1200	25×2	1090	4,0	2	338
18	0,18	20	40	1000	25×2	754	6,0	2	353
19	0,18	25	35	1000	25×2	754	4,0	2	234
20	0,20	25	40	1000	25×2	754	3,0	2	175
21	0,15	20	36	800	25×2	450	6,0	2	212
22	0,22	10	25	600	25×2	244	6,0	2	114
23	0,17	25	40	600	25×2	244	3,0	2	57
24	0,15	24	35	400	25×2	100	4,0	2	31
25	0,20	24	35	400	25×2	100	2,0	2	15
26	0,20	21	35	325	25×2	52	1,5	2	6,0
27	0,18	25	35	1000	25×2	702	3,0	2	163
28	0,20	24	35	800	25×2	408	4,0	2	128
29	0,21	25	35	1200	25×2	1028	6,0	4	479
30	0,19	23	40	1200	25×2	1028	4,0	4	479
31	0,17	20	35	1000	25×2	702	6,0	4	329
32	0,20	25	40	1000	25×2	702	4,0	4	218
33	0,18	18	26	800	25×2	408	4,0	4	20
34	0,19	25	40	800	25×2	408	3,0	4	20
35	0,20	25	40	800	25×2	210	4,0	4	14

Примечание. Теплофизические свойства некоторых веществ приведены в приложении.

1.2. Пример расчета.

Рассчитать горизонтальный кожухотрубчатый теплообменник (рис. 1.2.) при следующих условиях:
 теплоноситель «1» - метиловый спирт ($P_1 = 0,098$ МПа (~ 1 кгс/см²); $\omega_1 = 0,8$ м/с; $t_{H1} = 60^\circ\text{C}$; $t_{K1} = 40^\circ\text{C}$);
 теплоноситель «2» - вода ($P_2 = 0,196$ МПа (~ 2 кгс/см²);
 $t_{H2} = 25^\circ\text{C}$; $t_{K2} = 35^\circ\text{C}$).

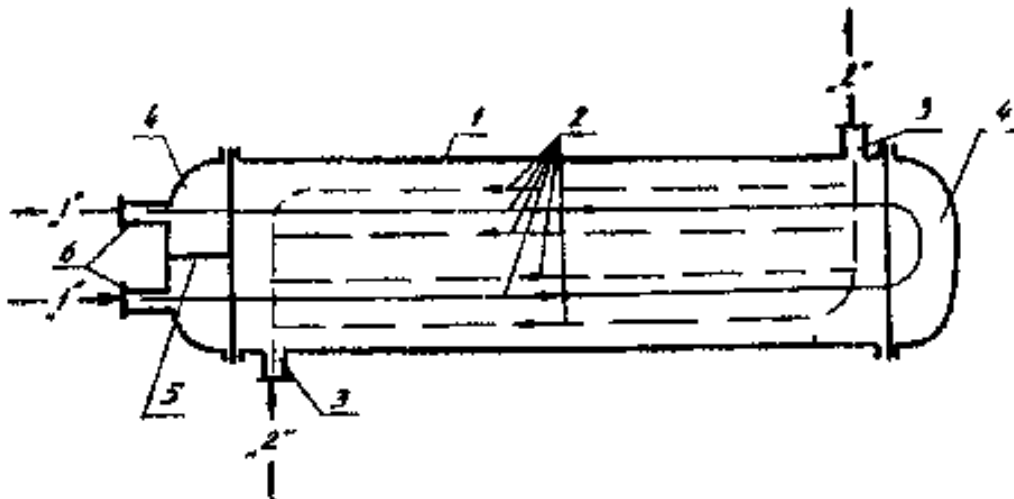


Рис.1.2. Схема двухходового горизонтального кожухотрубчатого теплообменника:
1 - корпус, 2 - трубный пучок, 3 - штуцера для теплоносителя «2», 4 - распределительная камера, 5 - перегородка, 6 - штуцера для теплоносителя «1»

Геометрические характеристики теплообменника: $D = 1200$ мм; $d \times \delta = 25 \times 2$ мм; $n = 1090$; $L = 9,0$ мм; $Z = 2$; $F = 765$ м².

В межтрубном пространстве теплообменника поперечные перегородки отсутствуют.

1. Определение средней разности температур между теплоносителями.

Температурная схема при противотоке:

$$t_{H1} = 60^\circ\text{C} \longrightarrow t_{K1} = 40^\circ\text{C}$$

$$t_{K2} = 35^\circ\text{C} \longleftarrow t_{H2} = 25^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_B = 60 - 35 = 25^\circ\text{C}; \quad \Delta t_M = 40 - 25 = 15^\circ\text{C}$$

Для кожухотрубчатых теплообменников с четным числом ходов по трубному пространству и одним ходом в межтрубном пространстве средняя разность температур Δt_{cp} определяется по формуле [1, с. 167]

$$\Delta t_{cp} = \frac{A}{\ln \frac{\Delta t_B + \Delta t_M + A}{\Delta t_B + \Delta t_M - A}} = \frac{22,36}{\ln \frac{25 + 15 + 22,36}{25 + 15 - 22,36}} = 17,75^\circ\text{C}$$

$$\text{где } A = \sqrt{(\delta t_1)^2 + (\delta t_2)^2} = \sqrt{(60 - 40)^2 + (35 - 25)^2} = 22,36^\circ\text{C}$$

2. Определение средней температуры теплоносителей.

В рассматриваемом случае $(t_{K2} - t_{H2}) < (t_{H1} - t_{K1})$, поэтому средняя температура теплоносителя с меньшим изменением температур, т. е. воды, определяется по соотношению

$$t_{cp2} = \frac{t_{K2} + t_{H2}}{2} = \frac{35 + 25}{2} = 30^\circ\text{C}$$

Средняя температура метилового спирта Δt_{cp1} определяется по формуле (4.82) [1, с. 167]:

$$t_{cp1} = t_{cp2} + \Delta t_{cp}$$

3. При средних температурах теплоносителей определяются их теплофизические свойства, значения которых затем заносятся в табл. 2.

4. Определение объемного и массового расхода метилового спирта.

Объемный расход метилового спирта

$$V_1 = \omega_1 \cdot S_1 = 0,8 \cdot 0,189 = 0,151 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$\text{где } S_1 = \frac{n}{Z} \cdot 0,785 \cdot d_{вн}^2 = \frac{1090}{2} \cdot 0,785 \cdot 0,021^2 = 0,189 \text{ м}^2.$$

Теплофизические свойства теплоносителей.

Теплоноситель	t _{ср} , °C	ρ, кг/м ³	C, Дж/(кг·K)	μ · 10 ³ , Па·с	λ, Вт/м·K
Метиловый спирт	47,75	765	2640	0,410	0,208
Вода	30,00	996	4180	0,804	0,618
Источники информации	[1, с. 195, 520] [1, с. 544, 520] [1, с. 538, 520] [1, с. 520, 543]				

Массовый расход метилового спирта

$$G_1 = \rho_1 \cdot V_1 = 765 \cdot 0,151 = 115,7 \text{ кг/с}$$

5. Определение теплового потока в аппарате:

$$Q = c_1 \cdot G_1 \cdot (t_{н1} - t_{к1}) = 2640 \cdot 115,7 \cdot (60 - 40) = 6108265 \text{ Вт},$$

где C₁ - теплоемкость метилового спирта при температуре t_{ср1} (табл. 2).

6. Определение объемного и массового расхода воды.

Массовый расход воды

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 \cdot (t_{к2} - t_{н2})} = \frac{6108265}{4180 \cdot (35 - 25)} = 146,1 \text{ кг/с}$$

где C₂ - теплоемкость воды при температуре t_{ср2} (табл. 2)

Объемный расход воды

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{146,1}{996} = 0,15 \text{ м}^3/\text{с}$$

где ρ₂ - плотность воды при температуре t_{ср2}

7. Определение средней скорости воды:

$$\omega_2 = \frac{V_2}{S_2} = \frac{0,15}{0,596} = 0,25 \text{ м/с}$$

где S₂ = 0,785 · (D² - n · d_н²) = 0,785 · (1,2² - 1090 · 0,025²) = 0,596 м²

8. Определение значений критериев Рейнольдса и режимов течения теплоносителей.

Для метилового спирта

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_{экв1} \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,8 \cdot 0,021 \cdot 765}{0,41 \cdot 10^{-3}} = 31350$$

где d_{экв1} - эквивалентный диаметр трубы; d_{экв1} = d_{вн}; μ₁ - вязкость метилового спирта при температуре t_{ср1} (табл. 2).

Для воды

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_{экв2} \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,25 \cdot 0,0267 \cdot 996}{0,804 \cdot 10^{-3}} = 8273,$$

где $d_{экв2}$ - эквивалентный диаметр межтрубного пространства теплообменника. При продольном обтекании труб

$$d_{экв2} = \frac{D^2 - n \cdot d_H^2}{D + n \cdot d_H} = \frac{1,2^2 - 1090 \cdot 0,025^2}{1,2 + 1090 \cdot 0,025} = 0,0267 \text{ м.}$$

Рассчитанные значения критериев Рейнольдса используются для определения режима движения теплоносителей. Для метилового спирта $Re_1 = 31350 > 10^4$, поэтому режим его течения по трубам теплообменника является устойчиво турбулентным. Режим течения воды в межтрубном пространстве теплообменника является неустойчиво турбулентным (переходным), так как $Re_1 = 8273 < 10^4$.

9. Определение расчетных коэффициентов теплоотдачи.

Метилловый спирт. Расчет критерия Нуссельта при развитом турбулентном течении в прямых трубах ($Re > 10^4$) осуществляется по формуле (4.17) [1, с. 150]:

$$Nu_1 = 0,021 \cdot \varepsilon_1 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm1}}\right)^{0,25},$$

$$\text{где } Pr_1 = \frac{c_1 \cdot \mu_1}{\lambda_1} = \frac{2640 \cdot 0,41 \cdot 10^{-3}}{0,208} = 5,2.$$

Определяющей температурой является средняя температура потока $\varepsilon_1=1$ при $\frac{L}{d} = \frac{6}{0,021} > 50$ [1, с. 151].

Ориентировочно принимается, что $\left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm1}}\right)^{0,25} = 1$. Тогда

$$Nu_1 = 0,021 \cdot 1 \cdot 31350^{0,8} \cdot 5,2^{0,43} = 168,7;$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{экв1}} = \frac{168,7 \cdot 0,208}{0,021} = 1670,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Вода. В случаях, когда $2300 < Re < 10^4$, для расчета коэффициента теплоотдачи рекомендуется приближенное уравнение:

$$Nu_2 = 0,008 \cdot Re_2^{0,9} \cdot Pr_2^{0,43}$$

Определяющей температурой является средняя температура $t_{ср2}$.

$$Pr_2 = 5,42.$$

$$Nu_2 = 0,008 \cdot 8273^{0,9} \cdot 5,42^{0,43} = 55,54.$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{экв2}} = \frac{55,54 \cdot 0,618}{0,0267} = 1285,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

10. Расчетный коэффициент теплопередачи без учета загрязнений стенки

$$K_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1670,9} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{1285,5}} = 704,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где $\lambda_{cm} = 46,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ - теплопроводность стенки [1, с. 512].

11. Расчетный коэффициент теплопередачи с учетом загрязнений стенки

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \sum r_{загр} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1670,9} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{4500} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{1285,5}} = 552 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где $\sum r_{загр} = r_{загр1} + r_{загр2} = \frac{1}{4500} + \frac{1}{5800}$ ($r_{загр1}, r_{загр2}$ - соответственно загрязнения стенки со стороны метилового спирта и воды). Значения $r_{загр}$ принимаются на основании рекомендаций, приведенных в табл. 31 [1, с. 514].

12. Определение температуры стенки со стороны метилового спирта t_{cm1} и со стороны воды t_{cm2} (рис. 7.11,а):

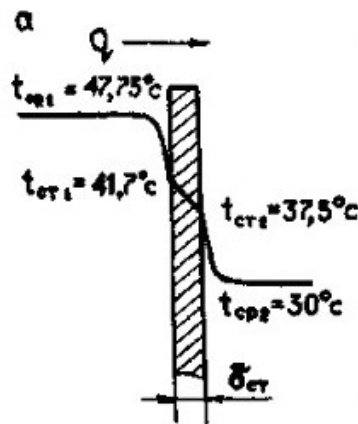


Рис.1.2. Теплопередача через плоскую стенку

$$t_{cm1} = t_{cp} - \frac{K \cdot \Delta t_{cp}}{\alpha_1} = 47,75 - \frac{552 \cdot 17,75}{1670,9} = 41,9^\circ \text{C};$$

$$t_{cm2} = t_{cp1} + \frac{K \cdot \Delta t_{cp}}{\alpha_2} = 30 + \frac{552 \cdot 17,75}{1285,5} = 37,6^\circ \text{C}.$$

13. Уточнение расчетного коэффициента теплопередачи.

Определение коэффициента теплоотдачи со стороны метилового спирта с учетом

направления теплового потока $\left(\frac{Pr_{\eta}}{Pr_{cm1}}\right)^{0,25}$:

$$Pr_{cm1} = \frac{c_1' \cdot \mu_1'}{\lambda_1'} = \frac{2597,8 \cdot 0,48 \cdot 10^{-3}}{0,209} = 5,94,$$

где c_1' , μ_1' , λ_1' - берутся при температуре t_{cm1} , $c_1' = 2597,8$ Дж/(кг·К) [1, с. 544], $\mu_1' = 0,48 \cdot 10^{-3}$ Па/с [1, с. 538], $\lambda_1' = 0,209$ Вт/(м·К) [1, с. 543],

$$Nu_1' = 0,021 \cdot 31350^{0,8} \cdot 5,2^{0,43} \cdot \left(\frac{5,2}{5,94}\right)^{0,25} = 163,03,$$

$$\alpha_1' = \frac{163,03 \cdot 0,209}{0,021} = 1616 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи со стороны воды α_2 не пересчитывается, так как в расчетное уравнение (4.23) температура стенки не входит.

Определение уточненного коэффициента теплопередачи:

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{1616} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{4500} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{1285,5}} = 546 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Уточнение температуры стенки:

$$t_{cm1}' = 47,75 - \frac{546 \cdot 17,75}{1616} = 41,7^\circ \text{C},$$

$$t_{cm2}' = 30 + \frac{546 \cdot 17,75}{1285,5} = 37,5^\circ \text{C}.$$

Так как $t_{cm1} \approx t_{cm1}'$ и $t_{cm2} \approx t_{cm2}'$, то пересчета K' производить не следует.

14. Расчет диаметров штуцеров для метилового спирта.

Скорость метилового спирта в штуцере принимается ориентировочно [1, с. 10],

$$\omega_{um1} = 2,0 \text{ м/с}.$$

Диаметр штуцеров для метилового спирта

$$d_1 = \sqrt{\frac{V_1}{0,785 \cdot \omega_{um1}}} = \sqrt{\frac{0,151}{0,785 \cdot 2,0}} = 0,310 \text{ м}.$$

По ОСТ 26-1404-76 выбираются штуцера с условным диаметром $D_{y1} = 300$ мм.

Уточнение скорости метилового спирта в штуцере:

$$\omega_{um1}' = \frac{V_1}{0,785 \cdot D_{y1}^2} = \frac{0,151}{0,785 \cdot 0,3^2} = 2,14 \text{ м/с}.$$

15. Расчет диаметров штуцеров для воды.

Ориентировочно принимается скорость воды в штуцере [1, с.10] $\omega_{um2} = 1,5$ м/с. Скорость воды в штуцере принята меньше, чем скорость метилового спирта, так как вязкость $\mu_2 > \mu_1$.

Диаметр штуцера для подачи воды

$$d_{um2} = \sqrt{\frac{V_2}{0,785 \cdot \omega_{um2}}} = \sqrt{\frac{0,15}{0,785 \cdot 1,5}} = 0,36 \text{ м.}$$

По ОСТ 26-1404-76 выбирается штуцер с условным диаметром $D_{y2} = 350$ мм.

Уточнение скорости воды в штуцере:

$$\omega'_{um2} = \frac{V_2}{0,785 \cdot D_{y2}^2} = \frac{0,15}{0,785 \cdot 0,35^2} = 1,56 \text{ м/с.}$$

16. Расчет гидравлического сопротивления теплообменника (трубное пространство).

Потеря давления на преодоление трения в трубах

$$\Delta P_{mp1} = \lambda' \cdot \frac{Z \cdot L}{d_{экв1}} \cdot \frac{\omega_1^2}{2} \cdot \rho_1 = 0,037 \cdot \frac{2 \cdot 9 \cdot 0,8^2 \cdot 765}{0,021 \cdot 2} = 7763,7 \text{ Па.}$$

Здесь λ' - коэффициент трения. Для стальных труб с незначительной коррозией принимается шероховатость $e = 0,2$ мм, отношение $d_{экв}/e = 21/0,2=105$. Для $Re_1 = 31350$ и $d_{экв1}/e=105$ $\lambda' = 0,037$.

Для расчета потерь давления на преодоление местных сопротивлений используются данные, приведенные в табл. 3. Если скорость в штуцере ω'_{um1} больше скорости в трубах ω_1 , потери давления для входной и выходной камер определяются по скорости в штуцерах, а потери при входе и выходе из труб и при повороте из одного хода в другой - по скорости в трубах ω_1 .

Виды местных сопротивлений в трубном пространстве теплообменника и коэффициенты сопротивлений

Виды сопротивлений в трубном пространстве теплообменника	ξ_{11}	$\sum \xi_{11}$
Входная и выходная камера	1,5	1,5·2
Вход в трубы и выход из них	1,0	1,0·2
Поворот между ходами на 180°	2,5	2,5

$$\Delta P_{м.с1} = \sum \xi_{11} \cdot \rho_1 (\omega'_{ш1})^2/2 + (\sum \xi_{12} + \sum \xi_{13}) \cdot \rho_1 (\omega_1)^2/2 = 1,5 \cdot 765 \cdot 2,14^2/2 + (1,0 \cdot 2 + 2,5) \cdot 765 \cdot 0,8^2/2 = 6846,3 \text{ Па.}$$

Гидравлическое сопротивление трубного пространства теплообменника:

$$\Delta P_1 = \Delta P_{тр1} + \Delta P_{м.с1} = 7763,7 + 6846,3 = 14610 \text{ Па.}$$

17. Расчет гидравлического сопротивления в межтрубном пространстве теплообменника.

Потеря давления на преодоление трения в межтрубном пространстве:

$$\Delta P_{тр1} = \lambda'' \cdot (L/d_{э\text{кв}}) \cdot (\omega_1^2/2) \cdot \rho_2 = 0,0403 \cdot (9/0,0267) \cdot (0,25^2/2) \cdot 996 = 422,8 \text{ Па.}$$

Для $Re = 8273$ и $d_{э\text{кв}}/e = 26,7/0,2 = 133$; $\lambda'' = 0,0403$.

Для расчета потерь давления на преодоление местных сопротивлений в межтрубном пространстве теплообменника используются данные приведенные в табл.

Виды местных сопротивлений в межтрубном пространстве теплообменника и коэффициенты сопротивлений

Виды сопротивлений в межтрубном пространстве теплообменника	ξ_2	$\sum \xi_2$
Вход в межтрубное пространство и выход из него	1,5	1,5·2
Поворот на 90° в межтрубном пространстве	1,0	1,0·2

Сопротивление в межтрубном пространстве

$$\Delta P_{м.с2} = \sum \xi_{21} \cdot \rho_2 (\omega'_{ш2})^2/2 + \sum \xi_{22} \cdot \rho_2 (\omega_2)^2/2 = 1,5 \cdot 2 \cdot 996 \cdot 1,56^2/2 + 1,0 \cdot 2 \cdot 996 \cdot 0,25^2/2 = 36358 + 62,3 = 3698,1 \text{ Па.}$$

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства

$$\Delta P_2 = \Delta P_{тр2} + \Delta P_{м.с2} = 422,8 + 3698,1 = 4120,9 \text{ Па.}$$

18. Определение расчетной площади поверхности теплообмена

$$F_p = Q/(K \cdot \Delta t_{ср}) = 6108265/(546 \cdot 17,75) = 630,3 \text{ м}^2.$$

19. У предлагаемого к использованию теплообменника площадь поверхности теплообменна составляет 765 м², необходимая площадь поверхности теплообмена, определенная расчетом, равна 630,3 м². Запас площади поверхности теплообмена составляет:

$$(F - F_p) \cdot 100 / F = (765 - 630,3) \cdot 100 / 765 = 14,6 \text{ \%}.$$

Такой запас площади поверхности теплообмена является достаточным, следовательно, теплообменник с $F = 765 \text{ м}^2$ может быть использован для охлаждения метилового спирта от $t_{\text{к1}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_{\text{к2}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$.

1.3. Контрольные вопросы.

1. Теплообменный аппарат, для которого охлаждение является целевым процессом, а нагрев охлаждающего агента побочным, называется:

1) кристаллизатор; 2) холодильник; 3) конденсатор; 4) испаритель.

2. Аппараты, предназначенные для охлаждения соответствующих жидких потоков до температур, обеспечивающих образование кристаллов некоторых составляющих смесь веществ, называются:

1) кристаллизатор;

2) кипятильник;

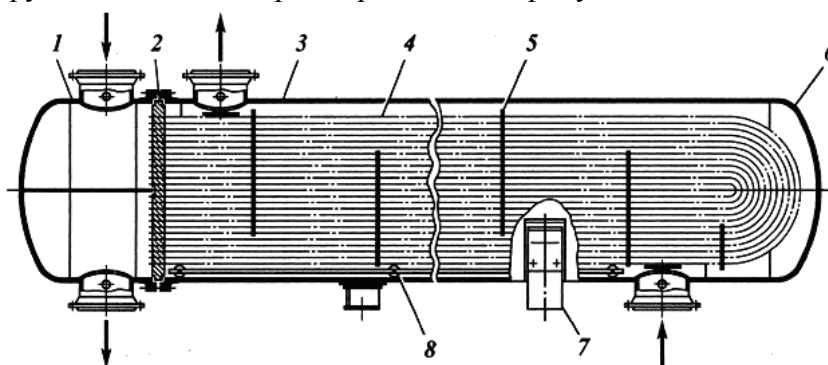
3) аппарат смешения;

4) холодильник.

3. В каком аппарате нагрев одной среды является целевым процессом, тогда как охлаждение горячего потока является побочным и обуславливается необходимостью нагрева исходного холодного потока, называется:

1) испаритель; 2) холодильник; 3) кристаллизатор; 4) нагреватель.

4. Конструкция какого аппарата приведена на рисунке:



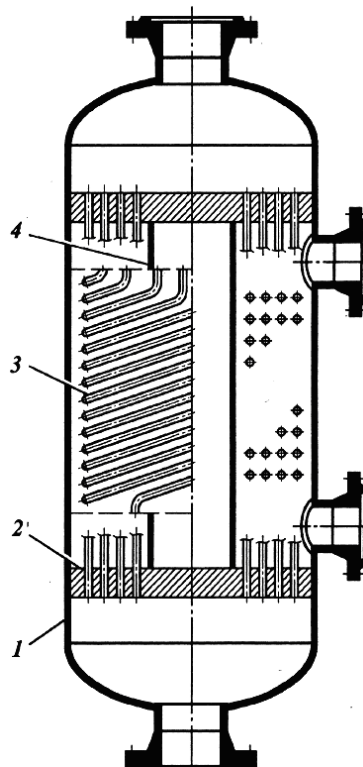
1) кожухотрубчатые теплообменные аппараты с плавающей головкой;

2) вертикальный кожухотрубчатый испаритель;

3) рибойлер;

4) кожухотрубчатый теплообменник с U-образными трубками.

5. Конструкция какого аппарата показана на рисунке:



- 1) кожухотрубчатый теплообменник с U-образными трубками;
 - 2) теплообменный аппарат с двойными трубками;
 - 3) теплообменный аппарат с витыми трубками;
 - 4) спиральный теплообменник.
5. Теплообменный аппарат, поверхность которого образована набором тонких штампованных пластин с гофрированной поверхностью, называется:
- 1) спиральный теплообменник;
 - 2) пластинчатый теплообменник;
 - 3) теплообменный аппарат с витыми трубками;
 - 4) кристаллизатор типа «труба в трубе».
6. По какому признаку теплообменные аппараты смешения делятся на:
- аппараты со специальными распыливающими и распределительными устройствами;
 - каскадные, снабженные специальными полками или перегородками (способствующими смешению);
 - насадочные, в которых контакт происходит в основном на поверхности насадки:
 - 1) в зависимости от внутреннего устройства;
 - 2) в зависимости от способа смешения потоков;
 - 3) в зависимости от агрегатного состояния смешиваемых потоков.

2. Выпаривание.

2.1. Пример расчета выпарной установки.

Задание. Рассчитать двухкорпусную выпарную установку для концентрирования раствора по следующим данным:

1. Количество раствора, поступающего на выпаривание G_n , кг/час
2. Начальная концентрация раствора X_n , %
3. Конечная концентрация раствора X_k , %
4. Давление греющего 1-й корпус пара P_1 , атм.
5. Абсолютное давление в барометрическом конденсаторе $P_{\text{конд}}$, атм.
6. Схема установки – прямоток
7. Раствор поступает на выпаривание подогретым до температуры кипения.

Для решения поставленной задачи необходимо, прежде всего составить технологическую схему установки, рис. 5.8.

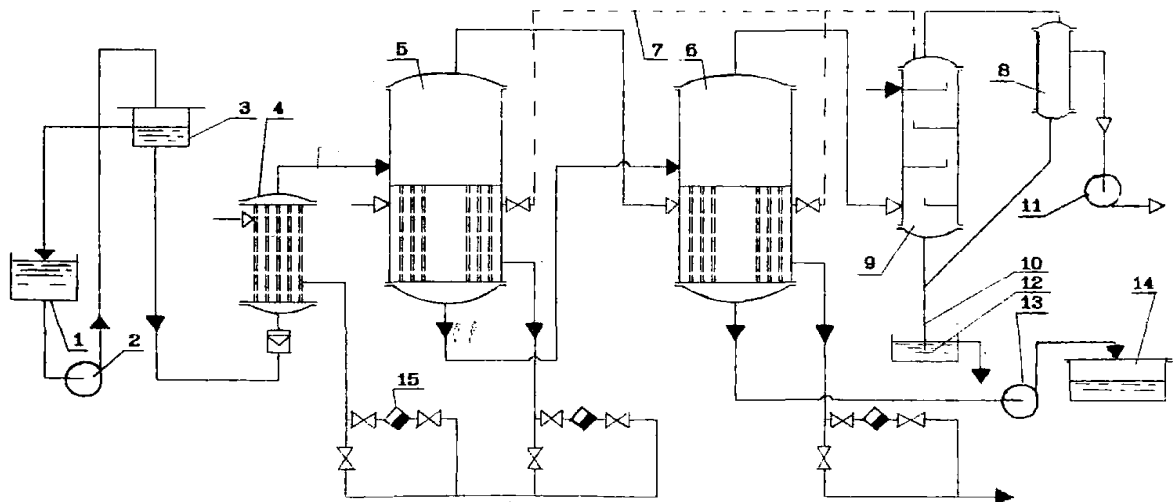


Рис. 2.1. Расчетная схема двухкорпусной прямоточной выпарной установки

- | | | |
|-------------------------------------|--------------------------------|----------------------------------|
| 1. Емкость исходного раствора | 7. Линия отсоса воздуха | 12. Гидрозатвор |
| 2. Насос | 8. Ловушка | 13. Насос |
| 3. Напорный бак | 9. Барометрический конденсатор | 14. Сборник выпаренного раствора |
| 4. Подогреватель исходного раствора | 10. Барометрическая труба | 15. Кондисатоотводчик |
| 5, 6. Корпуса установки | 11. Вакуум-насос | |

Расчет прямоточной двухкорпусной выпарной установки будем выполнять методом последовательных приближений, исходя из предположения, что отсутствует самоиспарение раствора, и нет перепуска конденсата из корпуса в корпус.

Расчет.

1. Определение количества воды, выпариваемой всей установкой:

$$W = G_n(1 - X_n/X_k), \text{ кг/час}$$

где G_n – количество исходного раствора, кг/час; X_n – начальная концентрация раствора, вес %; X_k – конечная концентрация раствора, вес %.

2. Количество воды, выпариваемое по корпусам, предварительно принимаем равным:

$$W_1 = W_2 = W/2, \text{ кг/час.}$$

3. Расчет концентраций раствора по корпусам:

– в 1 корпусе

$$X_{к1} = (G_n \cdot X_n) / (G_n - W_1), \% \text{ вес.};$$

– во 2 корпусе

$$X_{к2} = (G_n \cdot X_n) / (G_n - W_1 - W_2), \% \text{ вес.}$$

4. Распределение перепада давлений по корпусам. Разность между давлением греющего пара в первом корпусе (из котельной) и давлением пара в барометрическом конденсаторе:

$$\Delta P = P_1 - P_{\text{конд.}}$$

Предварительно принимаем давления по корпусам, исходя из равных перепадов давлений для каждого корпуса. Перепад давления для каждого корпуса:

$$\Delta P_n = (P_1 - P_{\text{конд}}) / 2, \text{ ат.}$$

Тогда давления вторичных паров по корпусам будут соответственно:

– в 1-ом корпусе

$$P_{\text{вт1}} = P_1 - \Delta P_n, \text{ ат.};$$

– во-2-ом корпусе

$$P_{\text{вт2}} = P_{\text{вт1}} - \Delta P_n = P_{\text{конд}}, \text{ ат.}$$

5. Общая разность температур для всей установки:

$$\Delta t_{\text{общ}} = T_1 - T_{\text{конд}}$$

где T_1 – температура греющего пара в 1-ом корпусе, °С; $T_{\text{конд}}$ – температура в конденсаторе, °С.

Температуры паров определяются, исходя из соответствующих давлений по таблицам насыщенных водяных паров.

6. Расчет температурных потерь по корпусам.

Потери общей разности температур определим как сумму потерь от гидростатического эффекта, депрессионных физико-химических потерь и гидравлических потерь в трубопроводах.

а) Потери от гидростатического эффекта.

Предварительно выбираем (или задает преподаватель) по каталогу высоту кипятельных труб выпарного аппарата $h_{\text{тр}}$, диаметр труб $d_{\text{тр}}$, материал труб.

Потери от гидростатического эффекта возникают в связи с тем, что давление, а, следовательно, температура кипения на разных уровнях раствора в трубах различна. Потери от гидростатического эффекта могут быть определены как

$$\Delta \Gamma = t_{\text{квс}} - t_{\text{кв}},$$

где $t_{\text{квс}}$ – температура кипения воды (растворителя) при давлении $P_{\text{вт}} + \Delta P_{\text{г}} = P_{\text{с}}$, °С; $t_{\text{кв}}$ – температура кипения воды (растворителя) при давлении $P_{\text{вт}}$, °С; $P_{\text{вт}}$ – давление вторичного пара над раствором, ат.; $\Delta P_{\text{г}}$ – гидростатическое давление раствора у середины греющих труб, ат.; $P_{\text{с}}$ – давление раствора у середины греющих труб, ат.

Определим

$$\Delta P_{\Gamma} = h \cdot \rho / 10000, \text{ ат}$$

где $h = h_{\text{изб}} + (h_{\text{тр}}/2)$ – расстояние от верхнего уровня раствора до середины греющих труб; $h_{\text{изб}}$ – расстояние от верхнего уровня раствора до трубной доски; $h_{\text{тр}}$ – высота греющих труб; ρ – плотность раствора, кг/м³.

Плотности растворов ρ_1, ρ_2 могут быть найдены из соответствующих справочных данных по конечным концентрациям раствора по корпусам.

Гидростатическое давление растворов у середины греющих труб соответственно будет равно:

– в 1-ом корпусе

$$\Delta P_{\Gamma 1} = h \cdot \rho_1 / 10000, \text{ ат};$$

– во 2-ом корпусе

$$\Delta P_{\Gamma 2} = h \cdot \rho_2 / 10000, \text{ ат.}$$

Зная давления паров $P_{\text{вт}}$ по корпусам из п. 4 можно определить давления растворов у середины греющих труб:

– в 1-ом корпусе

$$P_{\text{с1}} = P_{\text{вт1}} + \Delta P_{\Gamma 1}, \text{ ат};$$

– во 2-ом корпусе

$$P_{\text{с2}} = P_{\text{вт2}} + \Delta P_{\Gamma 2}, \text{ ат.}$$

Тогда потери общей разности температур от гидростатического эффекта;

– в 1-ом корпусе

$$\Delta \Gamma_1 = t_{\text{квс1}} - t_{\text{кв1}}, \text{ } ^\circ\text{C};$$

– во 2-ом корпусе

$$\Delta \Gamma_2 = t_{\text{квс2}} - t_{\text{кв2}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Примечание: Действительная гидростатическая депрессия составляет, обычно, около 20 % от полученной по расчету, т. к. жидкость находится в аппарате не в статическом состоянии, а в движении, обусловленном конвективными токами парожидкостной эмульсии, направленными вверх и вместо жидкости в трубах находится парожидкостная эмульсия.

Общие потери за счет гидростатического эффекта:

$$\Sigma \Delta \Gamma = \Delta \Gamma_1 + \Delta \Gamma_2, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

б) Потери от физико-химической депрессии.

Депрессионные потери общей разности температур по корпусам определяются предварительно из справочной литературы ([3; 6; 7] табл. 4 приложение 2) как разность температуры кипения раствора данной концентрации (по конечным концентрациям в каждом корпусе) и температуры кипения чистого растворителя (воды) при атмосферном давлении. Далее делается перерасчет температурной депрессии на соответствующие давления по корпусам ($P_{\text{вт1}}, P_{\text{вт2}}$), в частности, по правилу Бабо.

Эмпирический закон Бабо гласит: «Относительное понижение упругости пара $(p - p_1)/p_1$ или p/p_1 над разбавленным раствором данной концентрации есть величина постоянная, не зависящая от температуры кипения раствора», т. е.

$$\frac{p - p_1}{p} = \left(\frac{p}{p_1} \right)_t = k = \text{const},$$

где p_1 – упругость пара раствора; p – упругость пара чистого растворителя.

Пользуясь правилом Бабо можно вычислить температуру кипения раствора, данной концентрации при произвольном давлении, если таковая известна для какого-либо давления.

Пример пересчета по правилу Бабо:

Водный раствор данной концентрации кипит при давлении 1 ат. и температуре 115 °С. Определить температуру его кипения при давлении 0,5 ат.

Из таблиц насыщенного водяного пара находим, что вода (растворитель) при температуре 115 °С имеет давление 1,724 ат., на основании чего

$$\left(\frac{p}{p_1} \right)_{115^\circ \text{C}} = \left(\frac{1}{1,724} \right)_{115^\circ \text{C}} = 0,58.$$

При давлении над раствором 0,5 ат.:

$$\left(\frac{p_1}{p} \right) = \left(\frac{0,5}{p} \right) = 0,58$$

Откуда

$$p = \left(\frac{0,5}{0,58} \right) = 0,864,$$

чему соответствует по таблицам насыщенного водяного пара температура кипения $t_k = 95^\circ \text{C}$.

Таким образом, данный раствор при $p = 0,5$ ат. кипит при температуре 95°С, а вода при том же давлении имеет температуру кипения 80,9 °С, следовательно температурная депрессия равна

$$\Delta g = 95 - 80,9 = 14,1^\circ \text{C}.$$

Для концентрированных растворов, кипящих под разряжением, к величине температурной депрессии, рассчитанной по правилу Бабо следует вводить поправку, предложенную В.Н. Стабниковым, величина которой зависит от отношения p_1/p и давления p_1 . Поправка прибавляется к величине депрессии, полученной по правилу Бабо, если теплота растворения положительна и вычитается, если эта теплота отрицательна.

Судя по данным Стабникова, погрешность при применении правило Бабо в среднем равна 1–3 °С.

Общие потери от физико-химической депрессии:

$$\Sigma \Delta_g = \Delta_{g1} + \Delta_{g2}, ^\circ \text{C}.$$

в) В выпарных установках гидравлические потери при прохождении пара из парового пространства предыдущего корпуса в греющую камеру последующего составляют 1–1,5 °С.

Общие гидравлические потери:

$$\Sigma \Delta_{ГД} = \Delta_{ГД1} + \Delta_{ГД2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

7. Полезная разность температур для всей установки:

$$\Delta t_{\text{полез}} = \Delta t_{\text{общ}} - (\Sigma \Delta_{Г} + \Sigma \Delta_{г} + \Sigma \Delta_{ГД}), \text{ } ^\circ\text{C}.$$

8. Распределение полезной разности температур производим исходя из условия равных поверхностей нагрева, по соотношению:

$$\Delta t_{\text{полез},n} = \Delta t \cdot [(Q_n/k_n)/\Sigma(Q_n/k_n)], \text{ } ^\circ\text{C}$$

где $\Delta t_{\text{полез},n}$ – полезная разность температур из корпуса; k_n – коэффициент теплопередачи от греющего пара к кипящему раствору для корпуса n ; Q_n – количество тепла, передаваемого через греющую поверхность корпуса n .

Предварительно принимаем Q_n равным для всех корпусов: $Q_1 = Q_2$, и задаемся соотношением: $K_1/K_2 = 1/0,7$ (предварительно взято из практических данных).

Тогда:

$$\Delta t_{1\text{полез}} = \Delta t_{\text{полез}} [(Q_1/K_1)/(Q_1/K_1 + Q_1/(0,7K_1))];$$

$$\Delta t_{2\text{полез}} = \Delta t_{\text{полез}} \cdot [(Q_1/(0,7K_1))/(Q_1/K_1 + Q_1/(0,7K_1))].$$

9. Таким образом, для каждого корпуса мы имеем значения всех перепадов температур, что дает возможность уточнить температуры паров и растворов.

Температура кипения раствора у середины греющих труб в 1-ом корпусе:

$$t_{\text{кк1}} = T_1 - \Delta t_{1\text{полез}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура кипения раствора у верхнего уровня в 1-ом корпусе:

$$t_{\text{к1}} = t_{\text{кк1}} - \Delta \Gamma_1, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура вторичного пара в 1-ом корпусе:

$$t_{\text{вт1}} = t_{\text{к1}} - \Delta g_1, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура греющего пара во 2-ом корпусе:

$$T_2 = t_{\text{вт1}} - \Delta_{ГД1}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура кипения раствора у середины греющих труб во 2-ом корпусе:

$$t_{\text{кк2}} = T_2 - \Delta t_{2\text{полез}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура кипения раствора у верхнего уровня во 2-ом корпусе:

$$t_{\text{к2}} = t_{\text{кк2}} - \Delta \Gamma_2, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура вторичного пара во 2-ом корпусе:

$$t_{\text{вт2}} = t_{\text{к2}} - \Delta g_2, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

По этим уточненным температурам паров находим в таблицах насыщенных водяных паров М.П. Вукаловича соответственно давления и энтальпии паров и конденсата, а по концентрациям растворов (конечным) определяем их теплоемкости ([3; 6; 7], табл. 4, приложение 2). Полученные значения сводим в табл.

Дальнейшие расчеты производим, используя уточненные значения параметров растворов и паров из этой таблицы.

Параметры растворов и паров по корпусам

№№ П/П		1 кор- пус	2 кор- пус
1	Концентрация раствора, X_k весовые %		
2	Температура греющего пара, T , °С		
3	Полезная разность температур, $\Delta t_{\text{полез}}$, °С		
4	Температура кипения раствора у середины греющих труб, $t_{\text{кс}}$, °С		
5	Гидростатические потери, ΔG , °С		
6	Температура кипения раствора у верхнего уровня, t_k , °С		
7	Депрессионные потери Δ_g , °С		
8	Температура вторичного пара, $t_{\text{вт}}$, °С		
9	Гидравлические потери, ΔG_d , °С		
10	Давление греющего пара, P , ат.		
11	Теплосодержание греющего пара, λ , Дж/кг или ккал/кг		
12	Теплосодержание конденсата, θ , Дж/кг или ккал/кг		
13	Давление вторичного пара, $P_{\text{вт}}$, ат		
14	Теплосодержание вторичного пара, i , Дж/кг или ккал/кг		
15	Теплоемкость раствора, C_k , Дж/(кг·град) или ккал/(кг·град)		

10. Расход пара во 2-ом корпусе:

$$D_2 = m \cdot [W_2 \cdot (i_2 - C_{\text{н}2} \cdot t_{\text{н}2}) / (\lambda_2 - \theta_2) + G_{\text{к}2} \cdot (C_{\text{к}2} \cdot t_{\text{к}2} - C_{\text{н}2} \cdot t_{\text{н}2}) / (\lambda_2 - \theta_2)], \text{ кг/час}.$$

где m – коэффициент, учитывающий потери тепла аппаратом в окружающую среду. Обычно $m = 1,03$, т. е. принимают потери тепла в окружающую среду равными 3 % общего расхода; $C_{\text{н}2}$ – теплоемкость раствора, поступающего во 2-ой корпус, Дж/(кг·град) или ккал/(кг·град); $C_{\text{к}2}$ – теплоемкость раствора во 2-ом корпусе, Дж/(кг·град) или ккал/(кг·град); $t_{\text{н}2}$ – температура раствора, поступающего во 2-ой корпус, принимаемая равной температуре кипения раствора у середины греющих труб в 1 корпусе, °С; $t_{\text{к}2}$ – температура раствора, вытекающего из 2 корпуса, принимаемая равной температуре кипения раствора у середины греющих труб во 2-ом корпусе, °С; λ_2 – теплосодержание пара, греющего 2 корпус, Дж/кг или ккал/кг; i_2 – теплосодержание вторичного пара во 2 корпусе, Дж/кг или ккал/кг; θ_2 – теплосодержание конденсата в греющей камере 2 корпуса, Дж/кг или ккал/кг; $G_{\text{к}2}$ – количество раствора, вытекающего из 2 корпуса, кг/час.

Количество раствора, вытекающего из 2 корпуса:

$$G_{\text{к}2} = G_{\text{н}1} - W.$$

Количество воды, выпаренной в 1-ом корпусе:

$$W_1 = D_2.$$

Расход пара в 1 корпусе:

$$D_1 = 1,03 \cdot [W_1 \cdot (i_1 - C_{\text{н}1} \cdot t_{\text{н}1}) / (\lambda_1 - \theta_1) + G_{\text{к}1} \cdot (C_{\text{к}1} \cdot t_{\text{к}1} - C_{\text{н}1} \cdot t_{\text{н}1}) / (\lambda_1 - \theta_1)], \text{ кг/час} \quad (5.40),$$

(обозначения аналогичны обозначениям параметров во 2 корпусе) где количества раствора, вытекающего из 1 корпуса:

$$G_{к1} = G_{н1} - W_1.$$

11. Количество тепла, передаваемого через поверхность нагрева:

– во 2-ом корпусе

$$Q_2 = D_2 \cdot (\lambda_2 - \theta_2) / 3600, \text{ Вт или ккал/час;}$$

– в 1-ом корпусе

$$Q_1 = D_1 \cdot (\lambda_1 - \theta_1) / 3600, \text{ Вт или ккал/час.}$$

12. Расчет коэффициентов теплоотдачи по корпусам.

Чтобы определить коэффициент теплоотдачи в каждом корпусе необходимо предварительно найти α_1 – коэффициент теплоотдачи от конденсирующего пара к стенке; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящему раствору.

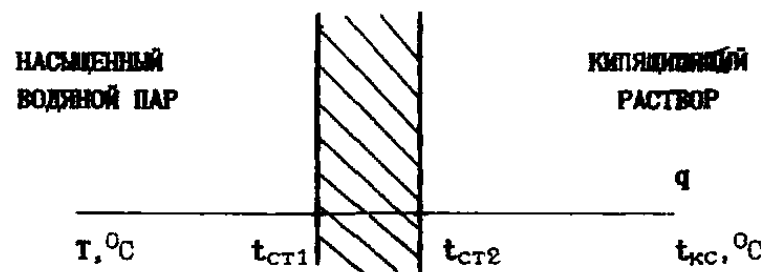


Рис. 2.2. T – температура греющего пара, $^\circ\text{C}$; $t_{кс}$ – температура кипения раствора у середины греющих труб, $^\circ\text{C}$; $t_{ст1}$ – температура стенки со стороны пара, $^\circ\text{C}$; $t_{ст2}$ – температура стенки со стороны кипящего раствора, $^\circ\text{C}$; q – удельный тепловой поток, ккал/(м·час) или Вт/м.

Расчет основывается на том, что при установившемся тепловом режиме удельное количество тепла, передаваемого в единицу времени в процессе конденсации пара, в процессе кипения жидкости – есть величина постоянная и равная количеству тепла, передаваемого от одного теплоносителя к другому, т. е.:

$$q_{кон} = q_{кип} = q$$

ИЛИ

$$\alpha_1 \cdot \Delta t' = \alpha_2 \cdot \Delta t'' = k \cdot \Delta t_{полез.}$$

а) Для определения коэффициента теплоотдачи при пленочной конденсации на вертикальных трубах рекомендуется формула Нуссельта:

$$\alpha_1 = 2,04 \cdot A(r/H \cdot \Delta t')^{0,25}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}$$

или

$$\alpha_1 = 1,15 \cdot B(r/H \cdot \Delta t')^{0,25}, \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град)}$$

где r – теплота конденсации, берется при температуре конденсации, Дж/кг или ккал/кг; H – высота кипяtilьных труб, м; $\Delta t' = t_{кон} - t_{ст1}$ – разность температур, $^\circ\text{C}$; значения A и B для воды в зависимости от температуры пленки конденсата приведены в табл. 3 прил. 2.

Температура пленки определяется следующим образом:

$$t_{пл} = (t_{ст1} + t_{конд})/2.$$

Температура конденсации $t_{конд} = t_{пара}$ (см. в табл. 1 прил. 2) для соответствующего корпуса в зависимости от давления греющего пара.

Температурой стенки $t_{ст1}$, которая неизвестна, предварительно задаемся так, чтобы величина $\Delta t \in 2-10$ °С.

б) Определяем удельный тепловой поток при конденсации;

$$q_{кон} = \alpha_1 \cdot \Delta t'.$$

в) Определяем коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки к кипящему раствору по уравнению Кичигина-Тобилевича;

$$\alpha_2 = 1,82 \cdot [(\lambda_r \cdot (\gamma')^{0,2} \cdot (\gamma'')^{0,06} / (r^{0,6} \cdot (\gamma_c)^{0,66} \cdot C^{0,3} \cdot \sigma^{0,5} \cdot \nu^{0,3}))] \cdot q^{0,6} = A_m \cdot q^{0,6},$$

где λ_r – коэффициент теплопроводности раствора при температуре кипения, Вт/(м·град) или кал/м·час·град; γ' – удельный вес раствора при температуре кипения, н/м³ или кгс/м³; γ'' – удельный вес пара при давлении в паровом пространстве, н/м³ или кгс/м³; r – теплота парообразования воды при температуре кипения, Дж/кг или ккал/кг; γ_c – удельный вес сухого насыщенного пара при 1 ат, н/м³ или кгс/м³; C – удельная теплоемкость раствора при $t_{кип}$, Дж/(кг·град) или ккал/(кг·с·град); σ – поверхностное натяжение раствора при $t_{кип}$, Дж/м² или кгс/м; ν – коэффициент кинематической вязкости раствора при $t_{кип}$, м²/с или м²/час.

Примечание:

1. В системе СИ вместо удельных весов следует принимать плотности.

2. Для данного сахарного раствора величина коэффициента A_m может быть определена из рис. 1 прил. 2 по конечной концентрации и температуре кипения раствора в каждом корпусе соответственно.

г) Определяем коэффициент теплопередачи, предварительно принимая для всех корпусов среднюю толщину слоя накипи равной 0,0005 м, коэффициент теплопроводности накипи:

$$\lambda_{нак\ t} = 2,32 \text{ Вт/(м·град) или } \lambda_{нак\ t} = 2 \text{ ккал/(м·град);}$$

$$K = 1/[1/\alpha_1 + \delta_{ст}/\lambda_{т\ ст} + \delta_{нак}/\lambda_{т\ нак} + 1/\alpha_2].$$

д) Определив, таким образом K, α_1, α_2 и зная $\Delta t_{полез}$ в каждом корпусе соответственно из предварительных расчетов, проверяем принятое значение $\Delta t'$ по уравнению (5.11):

$$\Delta t' = T - t_{ст1} = K \cdot \Delta t_{полез} / \alpha_1.$$

Если расчетное значение отличается от принятого, то расчет повторяют до совпадения этих величин.

Время, затрачиваемое на расчет, может быть значительно сокращено, если построить нагрузочную характеристику $q - \Delta t_{полез}$ задавшись двумя, тремя значениями $\Delta t'$.

Результаты расчета и его последовательность сведены в табл. По результатам таблицы строим нагрузочные характеристики для каждого корпуса.

№№ п/п	1 корпус			2 корпус		
	$\Delta t_{cn}'=2$ $\Delta t_{cn}'=$	$\Delta t_{cn}''=5$ $\Delta t_{cn}''=$	$\Delta t_{cn}'''=7$ $\Delta t_{cn}'''=$	$\Delta t_{cn}'=2$ $\Delta t_{cn}'=$	$\Delta t_{cn}''=5$ $\Delta t_{cn}''=$	$\Delta t_{cn}'''=7$ $\Delta t_{cn}'''=$

1	$\alpha_1 = 1,15 \cdot B(r/H \cdot \Delta t')^{0,25}$						
2	$q_{\text{кон}} = \alpha_1 \cdot \Delta t'$						
3	$\alpha_2 = A_m \cdot q^{0,6}$						
4	$K = 1/[1/\alpha_1 + \delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}} + \delta_{\text{нак}}/\lambda_{\text{нак}} + 1/\alpha_2]$						
5	$\Delta t_{\text{полез}} = q/K$						

По графику (рис. 2.3.), соответственно по корпусам для расчетного истинного значения полезной разности температур в корпусе определяем истинное значение удельной тепловой нагрузки $q_{\text{ист}}$.

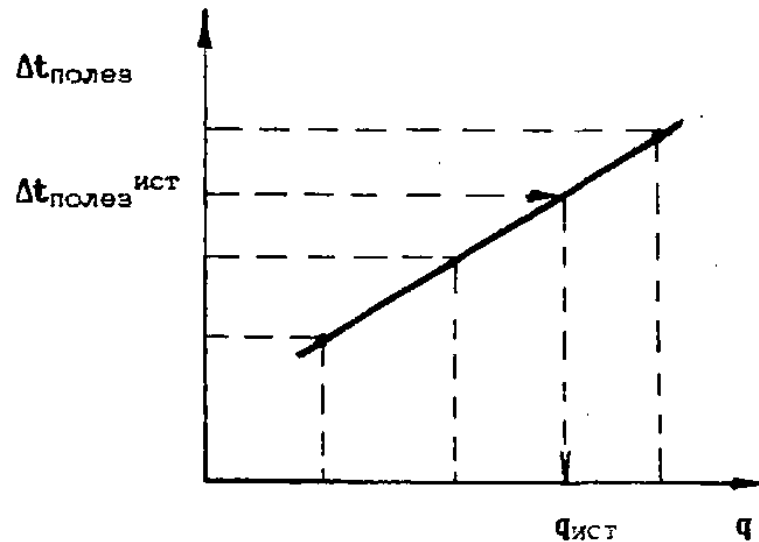


Рис. 2.3.

Следовательно, практическое значение $K = q_{\text{ист}}/\Delta t_{\text{полез}}$ для соответствующего корпуса.

13. Ориентировочная поверхность нагрева:

– в 1-ом корпусе

$$F_1 = Q_1/(K_1 \cdot \Delta t_{1 \text{ полез}});$$

– во 2-ом корпусе

$$F_2 = Q_2/(K_2 \cdot \Delta t_{2 \text{ полез}}).$$

14. Количество воды, выпариваемое всей установкой после пересчета, учитывая, что $D_2 = W_1$:

$$W_{\text{персч.}} = W_1 + W_2 = D_2 + W_2.$$

Полученное значение, как правило, отличается от величины рассчитанной в п. 1, поэтому необходимо провести перерасчет количеств воды, выпариваемых по корпусам, исходя из найденных при расчете соотношений: $W_1 = D_2$.

Количество воды, выпариваемой по корпусам после пересчета:

– в 1 корпусе

$$W_{1 \text{ пересч}} = W \cdot (D_2/W_{\text{персч}});$$

– во 2 корпусе

$$W_{2 \text{ пересч}} = W \cdot (W_2/W_{\text{персч}}).$$

Результаты расчетов первого приближения сводим в табл. Для получения более точного значения поверхностей нагрева по корпусам производят расчет во втором приближении и т. д. аналогично расчету первого приближения.

При этом, найденные в первом приближении величины считают предварительными для расчета во втором приближении и т. д. для обоих корпусов поверхности нагрева принимают равными средней из полученных при последнем приближении величине.

№№ п/п	Наименование параметров	Кор- пуса	Результаты расчетов			
			Предвари- тельные величины	Первое приближ- ение	Второе прибли- же-ние	Третье прибли- жение
1	Количество выпариваемой воды, кг/час	1				
		2				
2	Концентрация растворов, % вес.	1				
		2				
3	Давление вто- ричного пара, ат	1				
		2				
4	Полезная разность температур, °С	1				
		2				
5	Тепловая нагруз- ка аппарата, Q, Вт или ккал/час	1	Q			
		2	Q			
6	Коэффициент теплопередачи	1	K			
		2	0,7K			
7	Поверхность нагрева, м ²	1				
		2				
		Средняя				

2.2. Контрольные вопросы

1. Физическая сущность процесса выпаривания?
2. Что такое температурная депрессия и методы ее определения?
3. Для чего в выпарной аппарат встраивается греющая камера?
4. Какими параметрами отличается первичный греющий пар от вторичного пара?
5. Чем отличается полезная разность температур от общей разности?
6. Какие существуют способы экономии греющего пара?
7. В чем состоит оптимизация выбора числа корпусов выпарной установки?
8. Из каких статей складывается тепловой баланс выпарной установки?
9. Перечислите достоинства и недостатки компоновочных решений выпарных установок (прямоток, противоток)?
10. Каков порядок расчета выпарных установок?

3. СУШКА

3.1. Расчет конвективной сушки.

Сушилка рассчитывается на основании задания, которое обычно содержит следующие исходные данные:

- а) по установке в целом:
 - 1) производительность;
 - 2) вид сушильного агента;
 - 3) способ нагревания сушильного агента (тип топочного устройства, тип калорифера);
 - 4) характер циркуляции сушильного агента;
 - 5) способ загрузки, транспортирования и выгрузки материалов;
- б) по материалу:
 - 1) начальная и конечная влажность;
 - 2) начальная и максимально допустимая температура;
 - 3) размеры, масса изделия (частиц), плотность;
 - 4) теплоемкость сухого вещества и т. п.;
- в) по режиму сушки:
 - 1) параметры наружного воздуха;

- 2) максимально допустимая температура подаваемого и температура (или влажность) отработанного сушильного агента;
- 3) скорость сушильного агента.

Расчет сушильной установки обычно начинают с расчета сушильной камеры, который состоит из следующих основных этапов:

- 1) расчет количества испаренной влаги;
- 2) составление баланса влаги и определение расхода воздуха;
- 3) определение основных габаритных размеров сушильной камеры;
- 4) тепловой расчет сушильной камеры.

Наружный воздух (рис. 3.1) с параметрами t_0 (температура), φ_0 (влажность), d_0 (влажносодержание) и I_0 (энтальпия) нагнетается вентилятором в калори́фер, к которому нагревается, и с параметрами t_1 , φ_1 , d_1 , I_1 : входит в сушильную камеру. В процессе сушки параметры воздуха изменяются и достигают значений t_2 , φ_2 , d_2 , I_2 : с этими параметрами воздух уходит из сушильной камеры. Состояние материала перед сушкой характеризуется параметрами W_1 (начальная влажность в % к общей массе) и θ_1 (температура); после сушки параметры материала W_2 , θ_2 .

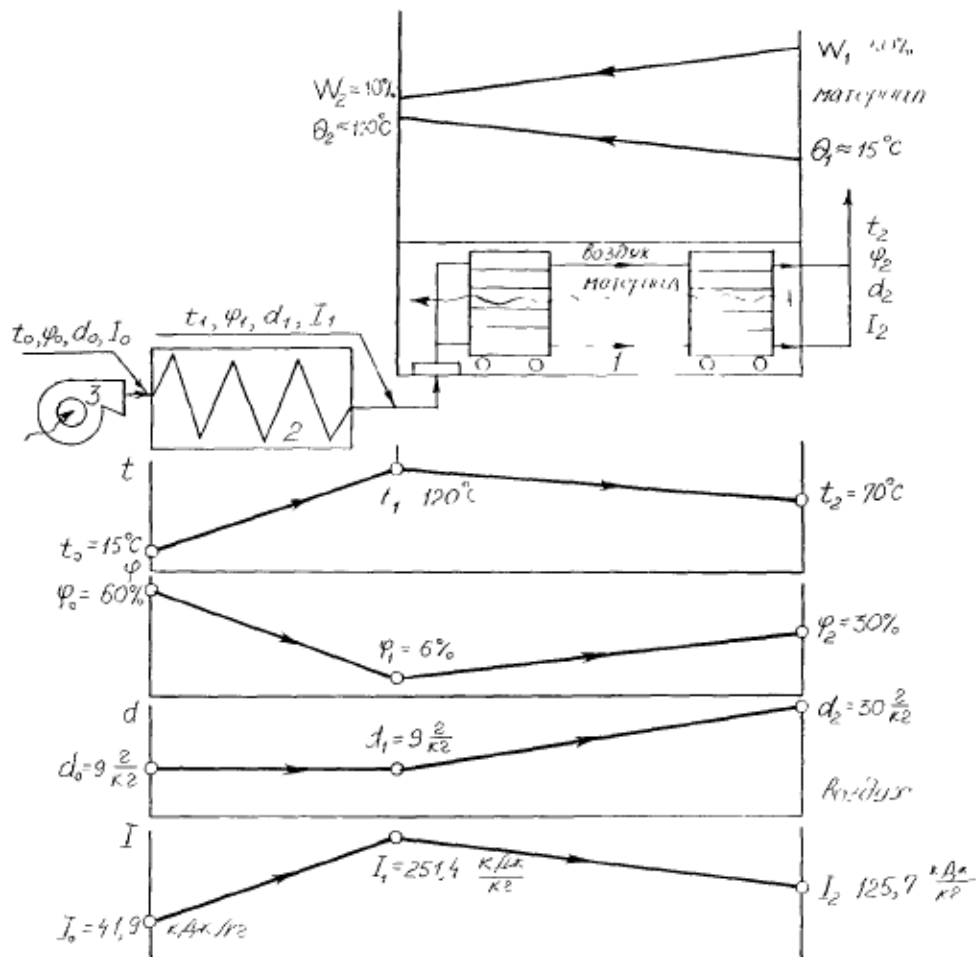


Рис. 3.1. Схема конвективной (воздушной) сушки тоннельного типа (к расчету)

- 1 Сушильная камера;
- 2 Калори́фер;
- 3 Вентилятор.

Изменение основных параметров воздуха и характеристика материала до и после сушки показаны на схеме в виде графиков применительно к процессу сушки хлеба.

Расчет количества испаренной влаги.

$$g_1 = g_2 + U$$

где g_1 и g_2 , масса сырого материала, поступающего в сушильную камеру, и высушенного материала, кг/ч; U – масса испаренной влаги, кг/ч.

Массу материала можно выразить через массу абсолютно сухого вещества (кг/ч) и массу содержащейся в нем влаги:

$$g_1 = g_{\text{с.вещ.}} + \frac{W_1}{100} \cdot g_1;$$

$$g_2 = g_{\text{с.вещ.}} + \frac{W_2}{100} \cdot g_2.$$

Соотношения, связывающие:

$$g_2 = g_1 \cdot \frac{100 - W_1}{100 - W_2};$$

$$g_1 = g_2 \cdot \frac{100 - W_2}{100 - W_1}.$$

Баланс влаги и расчет расхода воздуха в сушильной камере.

Для определения расхода воздуха требуется построить теоретический процесс сушки по заданным параметрам влажного воздуха в диаграмме $i-d$ (рис. 8.2).

Наружный воздух с параметрами t_0 и ϕ_0 (т. А) нагревается в калорифере при $d_0 = d_1 = \text{const}$ до температуры (т. В). Т. е. процесс нагрева воздуха в калорифере изображается отрезком АВ. Процесс сушки в теоретической изобарной сушилке изображается линией $I_1 = I_2 = \text{const}$. В результате этого процесса температура воздуха снижается с t_1 до t_2 , а его влагосодержание увеличивается от d_1 до d_2 , соответственно увеличивается влажность от ϕ_1 до ϕ_2 .

Параметры отработанного воздуха (t_1 или ϕ_2) определяют на диаграмме конечную точку процесса С.

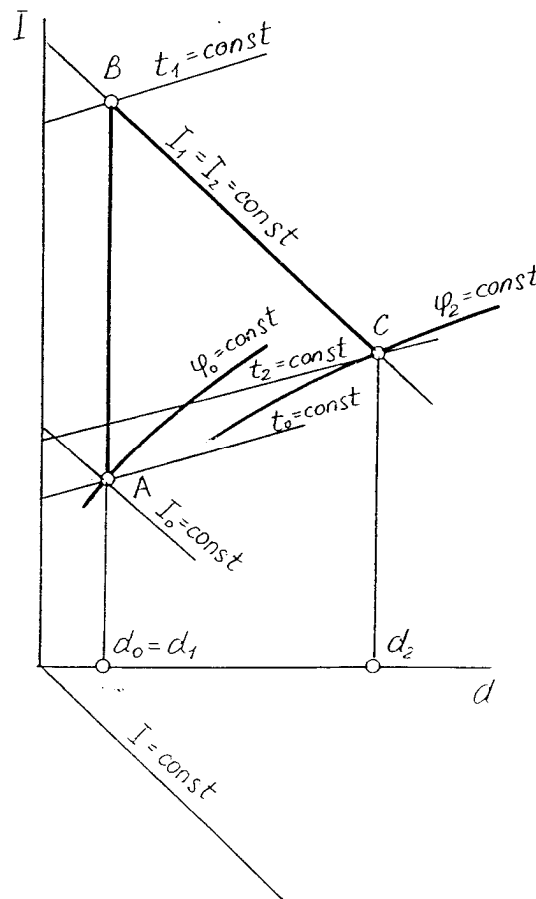


Рис. 3.2. Построение процесса теоретической сушки

Тепловой расчет сушильной камеры.

Для теоретической (адиабатной) сушки тепловой баланс можно выразить таким уравнением:

$$LI_1 + g_1 \cdot C_{m1} \cdot \theta_1 = LI_2 + g_2 \cdot C_{m2} \cdot \theta_2$$

где I_1 и I_2 – удельная энтальпия воздуха до и после сушильной камеры, кДж/кг с.в.; C_{m1} и C_{m2} – удельная теплоемкость материала до и после сушки, кДж/кгК; θ_1 , θ_2 – температура материала до и после сушки, °С.

В действительной сушилке теплота тратится не только на испарение влаги из материала ($q_{и}$), перегрев образующегося пара и нагрев уходящего воздуха ($q_{ух.в.}$) но и на следующие потери: нагрев материала и транспортных устройств $q_{тр}$; на компенсацию потерь в окружающую среду $q_{о.с.}$ и термодинамические потери. Кроме того, в сушильной камере воздуху может быть сообщено от поверхностей нагрева, расположенных в самой камере, добавочное количество теплоты $q_{доб}$. В общем виде уравнение теплового баланса сушильной камеры действительной сушилки можно написать так:

$$q_{кол} + q_{доб} = q_{и} + q_{ух.в.} + \Sigma q_{пот}$$

где $q_{доб}$ – тепло, сообщаемое воздуху в калорифере.

$$\Sigma q_{пот} = q_m + q_{тр} + q_{о.с.};$$

$$q_m = g_2 \cdot C_{m2} (\theta_2 - \theta_1).$$

Теплоемкость материала можно приближенно рассчитать по формуле

$$C_{м2} = \frac{C_{вл} \cdot W_2 + C_{с.в.вещ} \cdot (100 - W_2)}{100}$$

где $C_{вл}$ – удельная теплоемкость воды, $C_{вл} = 4,187$ кДж/(кгК); $C_{с.в.вещ}$ – удельная теплоемкость сухого вещества, кДж/(кгК); θ_1 – температура материала на входе в сушилку; °С, обычно принимается равной температуре окружающей среды; θ_2 – температура материала на выходе из сушилки; °С, принимается равной температуре в выгрузочной зоне.

$$t_{max} = t_2(>t_0)$$

где $g_{мп}$ – масса транспорта, проходящего за 1 час черед сушильную камеру; кг/ч; $C_{мп}$ – удельная теплоемкость материала транспортного устройства: кДж/(кгК) (для стали 0,48 кДж/(кгК); $\theta_{мп1}$ – температура транспорта на входе в сушильную камеру; °С; принимается равной температуре окружающей среды; $\theta_{мп2}$ – температура транспорта на выходе из сушильной камеры, °С; принимается равной температуре в выгрузочной зоне.

В случае, если транспортное устройство не покидает сушильной камеры (или его нет), принимают $q_{мп} = 0$.

Потеря тепла в окружающую среду $q_{о.с.}$ в общем случае состоит из потерь через ограждения и потерь с утечкой воздуха, которые можно рассчитать по рекомендациям [1]. В нашем случае принимаем потери в окружающую среду 5–10 % от общего тепла, подводимого в сушилку:

$$q_{о.с.} = (0,05 \div 0,1) \cdot (q_{кал} + q_{доб}).$$

Определяем поправку Δ к расчету действительной сушилки:

$$\Delta = q_{доб} + c_{вл\theta_1} - \Sigma q_{пот}.$$

Тогда для действительной сушилки должно выполняться

$$L(I_2 - I_1) = \Delta.$$

По этому уравнению можно найти и построить действительный процесс сушки.

Построение действительного процесса сушки в $I-d$ диаграмме.

Предположим, нам известна линия ВС действительного процесса, тогда для любой его точки (например E , с параметрами I, d) можно записать:

$$\frac{1000}{d - d_1} \cdot (I - I_1) = \Delta.$$

Пользуясь этим строим действительный процесс сушки (рис. 3.3.) в порядке:

1. На линии $I_1 = \text{const}$ берем произвольную точку e и через нее проводим линию $d = \text{const}$.

2. На этой линии откладываем в миллиметрах

$$eE = ef \cdot \frac{\Delta}{m - 2100}$$

где ef – расстояние от т. e . до линии $d = \text{const}$ (в мм); m – масштаб диаграммы.

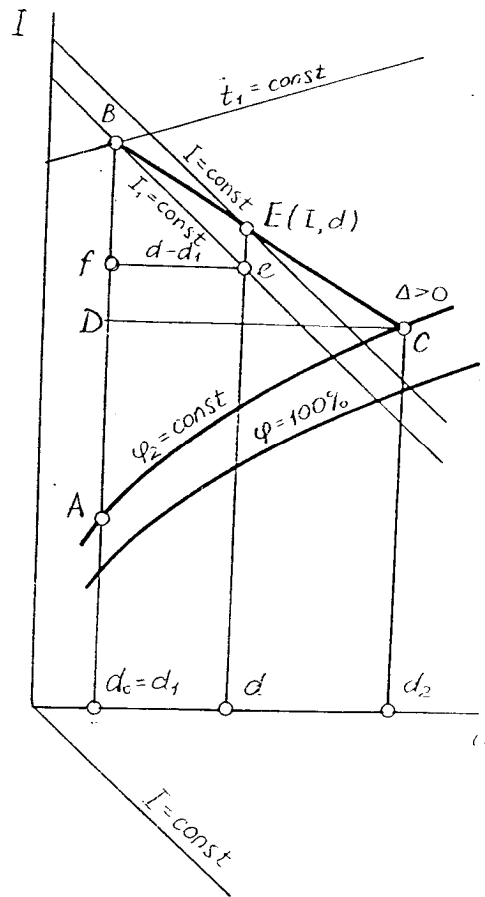


Рис. 3.3. Построение процесса действительной сушки

3. Откладываем отрезок eE вверх, если $\theta > 0$, и вниз, если $\theta < 0$.

4. Точку В соединяем с точкой Е прямой ВЕ продолжая ее до пересечения с заданной линией, например $\varphi_2 = \text{const}$. Получаем конечную точку процесса С.

Таким образом, процесс изображается ломаной линией АВ (нагрев в калорифере) – ВС (процесс сушки). Построив процесс, находят I – удельный расход воздуха (кг/кг) и $q_{\text{кал}}$ – расход тепла и калорифере (кДж/кгВл).

$$L = \frac{1000}{d_2 - d_0}.$$

Расход воздуха $L = U_1$.

Подвод тепла в калорифере.

$$q_{\text{кал}} = L \cdot (I_1 - I_0);$$

$$Q = q_{\text{кал}} \cdot U$$

3.2. Расчет вариантов действительной сушки.

Изложенная методика расчета и построения в диаграмме относятся к так называемому основному сушильному процессу, в котором весь отработанный газ уходит наружу, и дополнительно в сушильной камере не подогревается. На практике широкое применение имеют сушилки, работающие с возвратом (рециркуляцией) части отработанного сушильного агента, а также с дополнительным подогревом его в сушильной

камере или с промежуточным подогревом. Рассмотрим эти варианты сушильного процесса.

3.3. Вариант с рециркуляцией отработанного сушильного агента.

Поймем, что сушильным агентом является атмосферный воздух. Схема работы сушилки с рециркуляцией части отработанного воздуха и изменение параметров его состояния показаны на рис. 3.4.

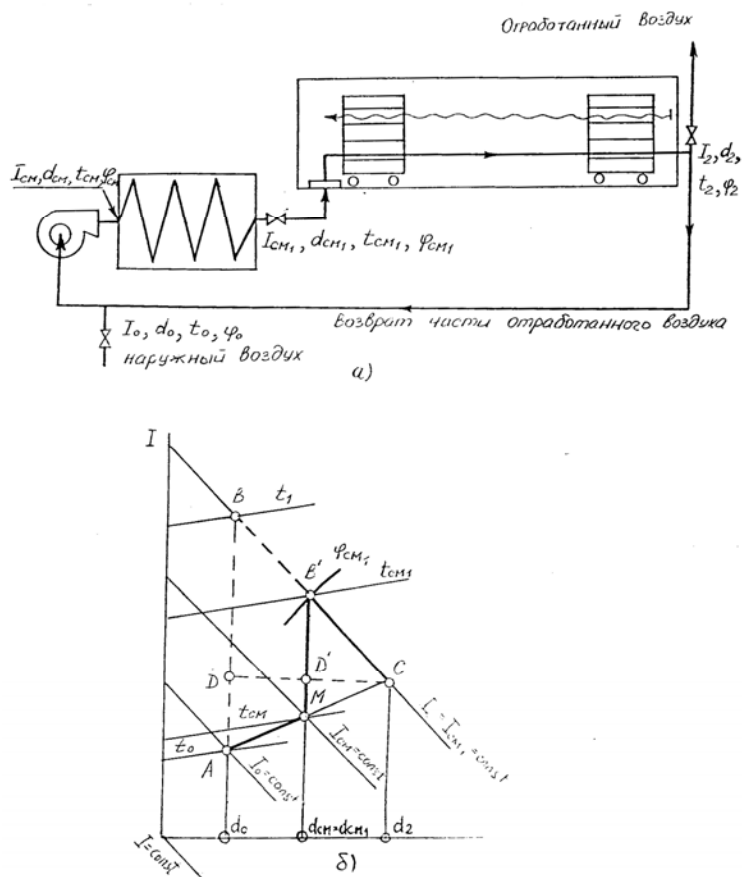


Рис. 3.4. Построение процесса сушки в установке с рециркуляцией отработанного воздуха: а – схема установки; б – построение для теоретической сушилки с рециркуляцией

Часть отработанного воздуха возвращается к вентилятору, смешивается с наружным воздухом, масса которого равна массе отработанного воздуха, выбрасываемого наружу, и в виде смеси поступает в калорифер. Подогретая смесь поступает в сушильную камеру: после выхода из нее поток воздуха снова разветвляется, и часть его выбрасывается наружу, а оставшаяся часть возвращается к вентилятору и т. д.

Параметры смеси I_{cm} и d_{cm} рассчитывают как средневзвешенные величины. Пусть на 1 кг абсолютно сухого наружного воздуха добавляют n кг абсолютно сухого отработанного воздуха, тогда энthalпия смеси (в кДж/кг с.в.).

$$I_{cm} = \frac{(I_0 + nI_2)}{(1 + n)};$$

$$d_{cm} = \frac{(d_0 + nd_2)}{(1 + n)}.$$

Таким образом, зная n , можно найти положение точки M на линии AC , т. е. параметры смеси, или наоборот, зная параметры смеси, можно определить требуемую кратность смешения n . В теоретической сушилке с рециркуляцией процесс изобразится ломаной линией AM (смещение) MB' (нагрев в калорифере) $B'C$ (сушка).

Расход наружного воздуха и части отработанного, выбрасывается наружу (в кг/кг),

$$L = \frac{1000}{(d_2 - d_0)}.$$

Расход циркулирующего воздуха (в кг/кг)

$$L_n = \frac{1000}{(d_2 - d_{cm})}.$$

3.4. Действительная сушилка с рециркуляцией воздуха.

Обычно при расчете сушилки с рециркуляцией известны параметры наружного (точка A) и отработанного воздуха (точка C). Учитывая свойства высушиваемого материала, задаются максимально допустимой температурой воздуха, поступающего в сушильную камеру (t_{cm1}), и рассчитывают величину Δ . Построение процесса в $I-d$ диаграмме и определение расходов циркулирующего воздуха и теплоты проводятся в таком порядке (рис. 3.5):

1. Аналитически определить величину отрезка CC' и отложить его на линии $d_0 = \text{const}$.

2. Через точку C' провести линию $I_1 = \text{const}$, пересечение которой с линией $d_0 = \text{const}$ даст точку B .

3. Провести линию BC , которая при пересечении с заданной линией $t_{cm1} = \text{const}$ даст точку B' .

4. Через точку B' провести линию $d_{cm} = \text{const}$, пересечение которой с линией AC даст точку M , характеризующую параметры состояния смеси.

Процесс изобразится линией $AMB'C$.

Так же как и в теоретической сушилке с рециркуляцией, расход теплоты:

$$q_{\text{кал}} = L_n(I_{cm1} - I_{cm}) = m \left(\frac{MB}{CD} \right)$$

или

$$q_{\text{кал}} = L(I_1 - I_0) = m \left(\frac{AB}{CD} \right).$$

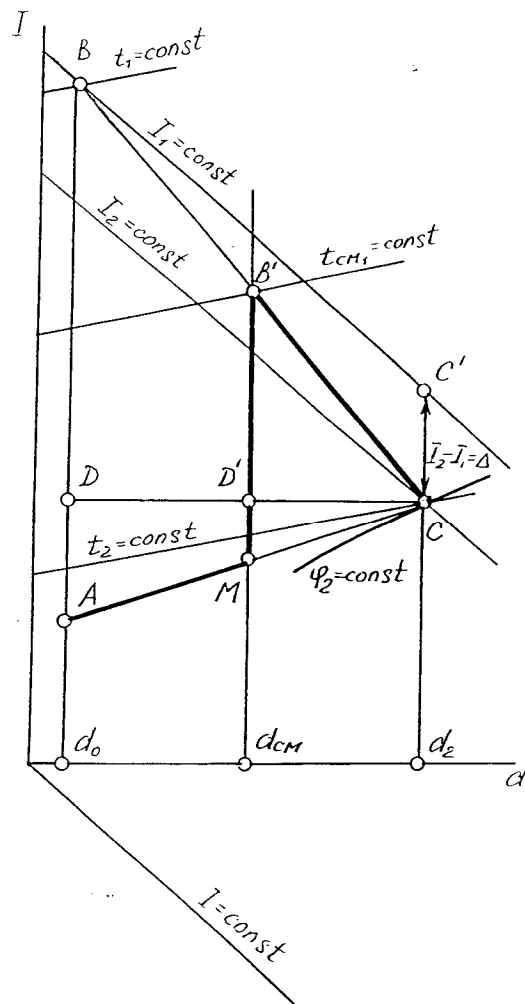


Рис. 3.5. Построение процесса действительной сушки.

3.5. Вариант с подогревом воздуха в сушильной камере.

Вариант с подогревом воздуха в сушильной камере позволяет осуществить процесс сушки при более низкой температуре по сравнению с температурой при обычном варианте; таким образом, при варианте с подогревом воздуха в сушильной камере воздуху можно передать требуемое количество теплоты при температуре его $t_{\max}$, не превышающей допустимую для данного продукта. Иначе говоря, процесс сушки можно осуществить при неизменных параметрах наружного и отработанного воздуха (точки A и C) и постоянных расходных теплоты и воздуха, но при разных значениях $q_{\text{кал}}$ и $q_{\text{доб}}$ и различной температуре в сушильной камере $t_{\max}$.

На рис. 8.6 показано 4 таких процесса для теоретической сушилки, т. е. при

$$\Sigma q_{\text{пот}} - C_{\text{вл}} \theta_1 = 0.$$

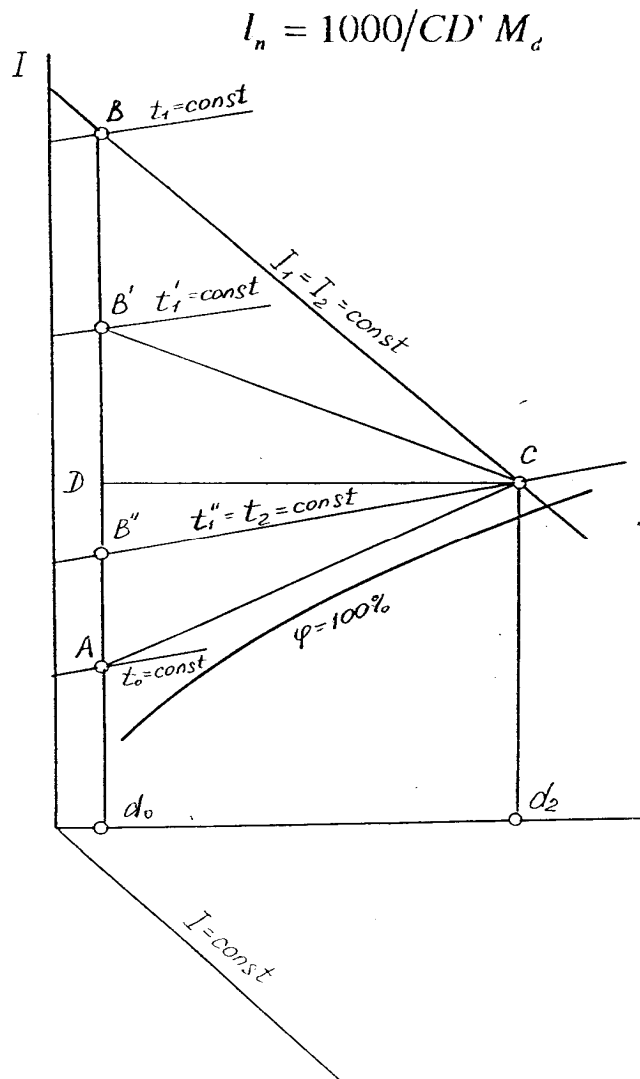


Рис. 3.6. Построение процесса сушки в установки с подогревом воздуха в сушильной камере (4 варианта)

Процесс первый изображается ломаной линией ABC ; точка B лежит на пересечении линии $d_0 = \text{const}$ и линии $I_1 = \text{const}$.

$$q = q_{\text{кал}} = m(AB'/CD); q_{\text{доб}} = 0; t_{\text{max}} = t_1.$$

При этом процесс $t_1 > t_2$, т. е. он протекает при температуре воздуха, также снижающейся в процессе сушки.

Процесс второй изображается ломаной линией $AB'C$:

$$q_{\text{кал}} = m(AB'/CD); q_{\text{доб}} = m(BB'/CD);$$

$$q = q_{\text{кал}} - q_{\text{доб}} = m(AB/CD).$$

$t_{\text{max}} = t_1 (< t_1, \text{ но } > t_2)$ – вариант при более низкой начальной температуре воздуха, также снижающейся в процессе сушки.

Процесс третий изображен ломаной линией $AB''C$; точка B'' лежит на изотерме $t_{\text{max}} = t_2 = \text{const}$, т. е. процесс протекает при постоянной температуре воздуха.

$$q_{\text{кал}} = m(AB''/CD); q_{\text{доб}} = m(BB''/CD); q = m(AB/CD).$$

Процесс четвертый изображен линией AC . Вся теплота, потребная для сушки, сообщается только в сушильной камере:

$$q_{\text{кал}} = 0; q = q_{\text{доб}} = m(AB/CD).$$

$t_{\text{max}} = t_2(>t_0)$ – вариант с повышающейся в процессе сушки температурой воздуха.

При вариантах с подогревом воздуха в сушильной камере и с промежуточным подогревом воздуха расход теплоты на сушку и производительность сутки одинаковы.

Если в зонах сушильных камер промышленных сушильных установок требуется создать различные режимы, то часто применяют вариант с промежуточным подогревом воздуха в каждой зоне и с возвратом отработанного воздуха в каждую зону.

Расход циркулирующего воздуха.

3.6. Контрольные вопросы

1. Укажите диапазон длин волн инфракрасного излучения, используемого в практике нагрева пищевых продуктов?
2. Дайте формулировку закона Стефана-Больцмана?
3. Формулировка закона Кирхгофа?
4. Формулировка закона Ламберта?
5. Сформулируйте смысл уравнения лучистого теплообмена твердых серых тел?
6. Сформулируйте принцип подбора инфракрасных генераторов для обработки пищевых продуктов?

4. РАСЧЕТ ИЗОЛЯЦИИ ОХЛАЖДАЕМОГО ПОМЕЩЕНИЯ

На предприятиях пищевой отрасли существуют четыре основных типа камер, в которых производится обработка холодом. Это камеры хранения охлажденных грузов, камеры хранения мороженных грузов, камеры предварительного охлаждения и камеры замораживания.

Поскольку в этих помещениях поддерживается температура воздуха t_B более низкая, чем температура окружающей наружной среды то между окружающей средой и охлаждаемым помещением существует перепад температур $\Delta t = t_n - t_B$. Он и является причиной возникновения теплового потока через наружные ограждения внутрь камеры. Кроме теплового потока существует также поток водяного пара, возникающий в результате разности значений парциального давления внутри и снаружи охлаждаемого помещения.

Проникающие в холодильную камеру теплота и влага приводят к одному и тому же результату: увеличению тепловой нагрузки на холодильное оборудование и увеличению усушки продуктов. Следовательно, изоляция, уменьшая теплопритоки и влагопритоки, способствует уменьшению расхода энергии на холодильную установку и сокращению усушки продуктов. Можно считать, что изоляция представляет собой единство теплоизоляционного материала, пароизоляционного (гидроизоляционного) материала и изоляционной конструкции. Рассмотрим более подробно каждый из компонентов изоляции.

Цель работы: ознакомить студентов с современными теплоизоляционными материалами и конструкциями ограждений охлаждаемых помещений, а также освоить расчет толщины теплоизоляционного материала.

4.1. Основные теоретические сведения.

Теплоизоляционные материалы. Свойства, которыми должны обладать идеальные теплоизоляционные материалы следующие:

низкая способность проводить теплоту, характеризуемая соответственно малой величиной коэффициента теплопроводности λ [Вт/(м К)]. Это основное свойство теплоизоляционного материала; малая гигроскопичность (способность сорбировать водяной пар) и малое водопоглощение (способность поглощать капельно-жидкую воду); температуростойкость и морозостойкость. Это значит, что теплоизоляционные материалы не должны становиться хрупкими при понижении температуры и не должны разрушаться при многократном замораживании и размораживании в увлажненном состоянии; химическая инертность по отношению к материалам, с которыми они могут контактировать в изоляционной конструкции; негорючесть или возможно меньшая способность воспламеняться; не иметь запаха и не воспринимать-запахи. Это качество особенно существенно для пищевых предприятий; способность противостоять грызунам и не привлекать их; достаточная механическая прочность; возможность легко обрабатываться обычным режущим инструментом; удовлетворительные экономические показатели (невысокая стоимость и т. п.).

По тепловой эффективности теплоизоляционные материалы подразделяют на четыре группы:

высокоэффективные (λ до 0,045 Вт/м·К);

эффективные ($\lambda = 0,045-0,080$);

средней эффективности ($\lambda = 0,08-0,180$);

низкой эффективности ($\lambda = 0,180-0,350$)

В холодильной технике в качестве теплоизоляционного материала чаще всего используются материалы первых двух групп.

Наиболее распространенными в настоящее время являются органические искусственные материалы. Это пенопласта, полученные путем вспенивания синтетических смол.

Пенопласты делятся на две группы:
термопластичные;
термонепластичные.

Термопластичные пенопласты размягчаются при повторном нагревании. К ним относятся пенополистиролы марки ПС и пенополивинилхлориды марок ПВХ.

Термонепластичные пенопласты не размягчаются при повторном нагревании. Наиболее широко используются пенополиуретаны марки ПУ и рипор, реже - материалы на основе фенолформальдегидных (ФФ), эпоксидных (Э) и кремнийорганических (К) смол.

Из неорганических искусственных материалов наибольший интерес представляют изделия из стеклянной и минеральной ваты. Из минеральной и шлаковой ваты производят полужесткие и жесткие минераловатные плиты.

Другим материалом этой группы являются асбовермикулитовые плиты. Они изготавливаются из вспученного вермикулита (60 %), асбестовых волокон (20 %) и битумной эмульсии (20 %).

Теплоизоляционные материалы средней и низкой эффективности используются главным образом как строительные материалы в промышленном холодильном строительстве. К ним относятся пенобетон, пеностекло, керамзитобетон и различные шлаки.

Паро- и гидроизоляционные материалы. Защита от проникновения пароводяной и капельной влаги выполняется материалами, которые одновременно являются паро- и гидроизоляционными. К ним предъявляются следующие основные требования: высокое сопротивление паропрооницанию. Оно характеризуется малым значением коэффициента паропрооницаемости; не поглощать влагу, что предупреждает гниение материала и обеспечивает долговечность; быть температуроустойчивыми. Материал не должен становиться хрупким при низких температурах и не размягчаться при температурах, соответствующих верхнему пределу рабочих температур; не иметь запаха.

Все паро- и гидроизоляционные материалы по способу нанесения на изолируемую поверхность подразделяются на окрасочные (или обмазочные) и оклеечные.

К материалам окрасочного типа относятся битум и различные битумные мастики.

К оклеенным пароизоляционным материалам относятся различные битумные и не битумные рулонные и листовые материалы следующих двух групп:
битумные материалы с органической основой;
битумные материалы с неорганической (не гниющей) основой.

К первой группе относятся пергамин и рубероид. Их получают путем пропитки кровельного картона легкоплавкими битумами.

Ко второй группе относятся гидроизол, фольгоизол, стеклоизол, стеклорубероид. При строительстве холодильных сооружений в основном используют гидроизол. Он изготавливается путем пропитки асбестового картона битумами.

Более подробно ознакомиться со свойствами теплоизоляционных и пароизоляционных материалов можно в специальной литературе.

4.2. Задание.

Эта работа проводится индивидуально каждым студентом в зависимости от варианта, указанного в табл. 4.1 и 4.2. Вариант определяется двумя последними цифрами номера зачетной книжки.

Таблица 4.1
Исходные данные.

Последняя цифра шифра	Температура воздуха в камере $t_{в}, ^\circ\text{C}$	Условия циркуляции воздуха в камере	Предпоследняя цифра шифра	Теплоизоляционный материал	Условия расположения холодильников
1	-20	Умеренная	1	Пенопласт поливинилхлоридный ПВХ-1	В черте города
2	-25	Слабая	2	Пенополистирол ПСБ-С	
3	-35	Интенсивная	3	Пенопласт фенольно-резольный ФРП-1	
4	-2	Умеренная	4	Пенополиуретан ППУ-3С	В пригороде или сельской местности
5	-18	Слабая	5	Рипор	
6	-25	Интенсивная	6	Минераловатные плиты	
7	0	Умеренная	7	Пенопласт поливинилхлоридный ПВХ-2	В черте города
8	-2	Интенсивная	8	Плиты перлитогелевые	
9	0	Умеренная	9	Пенопласт полиуретановый ППУ-101	
0	-2	Умеренная	0	Пенополистирол ПСБ-С	

Таблица 4.2
Исходные данные

Последняя цифра шифра	Место расположения предприятия	Температура среднегодовая $t_{ср}, ^\circ\text{C}$	Температура расчетная $t_{р}, ^\circ\text{C}$
1	2	3	4
1	Астрахань	9,4	34
2	Иркутск	-1,1	29
3	Саратов	5,3	33
4	Санкт-Петербург	4,3	27
5	Томск	-0,6	29
6	Сочи	13,4	28
7	Воронеж	5,4	33
8	Самара	3,8	32
9	Москва	4,8	30
10	Новосибирск	-0,1	30

Исходные данные записываются в следующем порядке:

Температура воздуха в камере $t_{в}, ^\circ\text{C}$

Условия циркуляции воздуха в камере

Тип теплоизоляционного материала

Район строительства холодильника

Расчетные параметры наружного воздуха:

температура среднегодовая $t_{ср}, ^\circ\text{C}$

температура расчетная $t_{н,}$, °C

Холодильник одноэтажный без подвальных помещений.

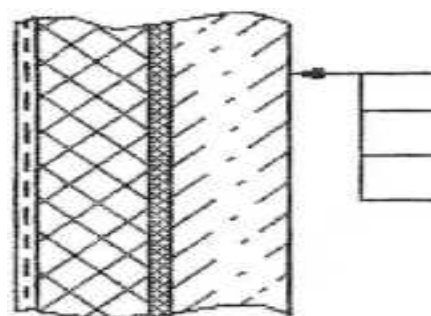
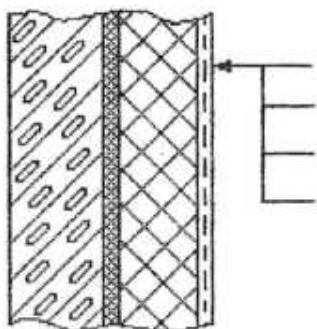
План расположения камеры представлен на рис. 1.1.

Задание. Рассчитать толщину слоя теплоизоляции для наружной стены, перегородки с охлаждаемой камерой, перегородки с коридором, а также покрытия и пола. Округлить полученную величину до стандартного значения. Рассчитать значение действительного коэффициента теплопередачи.



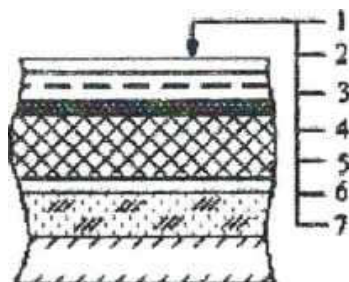
Рис. 4.1. Схема расположения камеры

Конструкции ограждений камеры представлены на рис. 1.2.



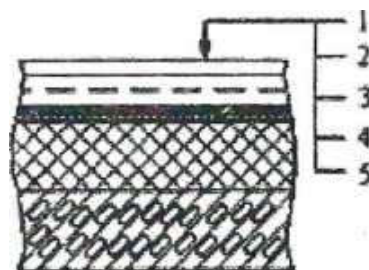
а) Наружная стеновая панель:

- штукатурка по металлической сетке
- теплоизоляция
- пароизоляция
- тяжелый бетон



б) Внутренняя стеновая панель:

- панель из керамзитобетона
- пароизоляция
- теплоизоляция
- штукатурка по металлической сетке



в) Покрытие охлаждаемых помещений:

- гидроизоляция
- бетонная стяжка по металлической сетке
- пароизоляция
- теплоизоляция
- железобетонная плита
- монолитное бетонное покрытие
- монолитное бетонное покрытие

г) Полы охлаждаемых помещений:

- армобетонная стяжка
- пароизоляция
- теплоизоляция
- цементно-песчаный р-р
- уплотненный песок
- бетонная подготовка с электронагревателями

Рис. 4.2. Конструкции ограждений холодильных камер

Наружные стены выполнены из бетонной панели (тяжелый бетон $\delta_4 = 0,14$ м), пароизоляции (два слоя гидроизола на битумной мастике $\delta_3 = 0,004$ м), теплоизоляции (материал теплоизоляции по варианту) и слоя штукатурки (сложный раствор по металлической сетке $\delta_1 = 0,02$ м) (рис. 1.2, а).

Перегородки между камерами, а также камерой и остальными помещениями выполняются из керамзитобетонной панели ($\delta_1 = 0,24$ м), пароизоляции (два слоя гидроизола на битумной мастике ($\delta_2 = 0,004$ м)), теплоизоляции (материал теплоизоляции по варианту) и слоя штукатурки (сложный раствор по металлической сетке $\delta_4 = 0,02$ м) (рис. 1.2, б).

Покрытие камеры состоит из гидроизоляции (пять слоев гидроизола на битумной мастике $\delta_1 = 0,012$ м), стяжки из бетона по металлической сетке ($\delta_2 = 0,04$ м), пароизоляции (один слой пергамина $\delta_3 = 0,001$ м), плитной теплоизоляции (материал теплоизоляции по варианту) и железобетонной плиты покрытия ($\delta_5 = 0,035$ м) (рис. 1.2, в).

Пол камер замораживания и хранения мороженой продукции с отрицательными температурами ($t_{\text{в}} = -18, -20, -25, -35$ °С), расположенный на грунте, выполняется из монолитного бетонного покрытия (тяжелый бетон $\delta_1 = 0,04$ м), армобетонной стяжки ($\delta_2 = 0,08$ м), пароизоляции (один слой пергамина $\delta_3 = 0,001$ м), плитной теплоизоляции (материал теплоизоляции по варианту), цементно-песчаного раствора ($\delta_5 = 0,025$ м), уплотненного песка ($\delta_6 = 1,35$ м) и бетонной подготовки с электронагревателями (рис. 1.2, г).

Пол камер хранения охлажденной продукции с температурами $t_{\text{в}} = 0$ и -2 °С выполняется из тех же слоев, за исключением 6 и 7 слоев. Седьмой слой (бетонная подготовка с электронагревателями) отсутствует, а слой уплотненного песка делается меньшей толщины ($\delta_6 = 0,5$ м).

Расчет толщины тепловой изоляции. В соответствии с номером зачетной книжки из таблиц 1.1 и 1.2 выписать исходные данные.

Толщина тепловой изоляции $\delta_{\text{из}}$, м, определяется по формуле:

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{вн}} \right) \right]$$

где $\lambda_{из}$ - коэффициент теплопроводности выбранного теплоизоляционного материала, Вт/(м·К), (табл. 2 прил. 1);

k - нормативный коэффициент теплопередачи рассчитываемого ограждения, Вт/(м²·К), (табл. 3 прил. 1);

$\delta_1, \delta_2, \delta_i$ - толщина каждого слоя ограждения, кроме толщины тепловой изоляции, м;
 $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_i$ - коэффициенты теплопроводности строительных материалов ограждения, Вт/(м·К), (табл. 1 прил. 1);

α_n - коэффициент теплоотдачи от наружного воздуха к наружной поверхности ограждения, Вт/(м²·К), (табл. 1 прил. 1);

$\alpha_{вн}$ - коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности ограждения к воздуху в камере, Вт/(м²·К), (табл. 1 прил. 1).

Полученное значение $\delta_{из}$ округляется (в сторону увеличения) до величины кратной стандартной толщине плит теплоизоляции (табл. 2 прил. 1). При увеличении толщины теплоизоляции после округления уменьшится коэффициент теплопередачи ограждения, поэтому необходимо определить его действительное значение:

$$k_d = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{вн}} \right) + \frac{\delta_{из.ст}}{\lambda_{из}}}$$

$\delta_{из.ст}$ – принятая стандартная толщина изоляционного слоя, м.

4.3. Контрольные вопросы.

1. Назначение изоляции охлаждаемых помещений.
2. Свойства теплоизоляционных материалов.
3. Классификация теплоизоляционных материалов по тепловой эффективности.
4. Органические искусственные материалы. Их классификация и основные материалы этой группы.
5. Неорганические искусственные материалы.
6. Свойства паро- и гидроизоляционных материалов.
7. Перечислить существующие паро- и гидроизоляционные материалы, объяснить, в чем их различие.
8. Выполнить эскиз ограждения холодильника (наружная стена, перегородка, пол, покрытие).
9. Написать формулу определения толщины слоя теплоизоляции.
10. Написать формулу определения действительного коэффициента теплопередачи.

5. РАСЧЕТ ТЕПЛОПРИТОКОВ В ОХЛАЖДАЕМОЕ ПОМЕЩЕНИЕ

В процессе работы в охлаждаемое помещение могут проникать, а также возникать внутри него следующие теплопритоки:

теплоприток через ограждающие конструкции помещения Q1

теплопритоки от грузов при их холодильной обработке (охлаждении, замораживании, домораживании) Q2;

теплопритоки с наружным воздухом при вентиляции помещений Q3;

теплопритоки от различных источников при эксплуатации камеры Q4.

Целью работы является приобретение студентами навыков в определении теплопритоков в охлаждаемые помещения и умения пользоваться справочными данными при нахождении необходимых для расчета коэффициентов.

5.1. Задание.

Настоящая работа проводится индивидуально каждым студентом в соответствии с вариантом. Вариант определяется двумя последними цифрами номера зачетной книжки. По последней цифре берутся данные из табл. 2.1, предпоследней - из табл. 2.2. Расположение камеры представлено на рис. 5.1.

Здание одноэтажное. Строительная высота камеры $h_{стр} = 6$ м. Кровля плоская, без окраски.

Таблица 5.1
Исходные данные.

Последняя цифра шифра	Наименование хранимого продукта	Длина камеры, м	Ширина камеры, м	Суточное поступление продукта $G_{п.}$, т/сут	Начальная температура продукта и тары t_1 , °C	Температура в камере, тв, °C
1	Сыр	44	15	10	+12	+2
2	Творог	40	20	12	+10	+2
3	Сметана	36	25	8	+14	0
4	Кефир, простокваша	32	30	14	+14	+2
5	Молоко цельное	28	35	16	+10	+4
6	Масло сливочное	24	40	6	+4	-10
7	Баранина	20	45	18	+2	-18
8	Свинина	16	50	20	-2	-12
9	Мясо говяжье	12	55	22	-8	-14
0	Субпродукты	8	60	24	-6	-16

Таблица 5.2.

Предпоследняя цифра шифра	Место расположения предприятия	Географическая широта, град	Расчетная температура наружного воздуха, тн, °С
1	Барнаул	52	31
2	Владивосток	44	23
3	Волгоград	48	35
4	Воронеж	52	33
5	Мурманск	68	25
6	Москва	56	30
7	Новосибирск	56	30
8	Санкт-Петербург	60	27
9	Иркутск	52	29
0	Сочи	44	28



Рис. 5.1. Расположение камеры.

5.2. Расчет теплопритоков.

Теплоприток через ограждающие конструкции. Величина такого теплопритока, Вт, определяется по формуле

$$Q_1 = Q_{1T} + Q'_{1T} + Q_{1c},$$

где Q_{1T} - теплопритоки через стены, перегородки, перекрытия или покрытия, Вт;
 Q'_{1T} - теплоприток через пол, Вт; Q_{1c} - теплоприток от солнечной радиации, Вт.

$$Q_{1T} = k_d F (t_n - t_b),$$

где k_d - действительный коэффициент теплопередачи ограждения, определяемый при расчете толщины изоляционного слоя, Вт/(м²·К); F - площадь поверхности ограждения, через которое рассчитывается теплоприток, м²; t_n - расчетная температура воздуха с наружной стороны ограждения, °С; (t_b - температура воздуха в камере, °С;

При расчете теплопритока через наружные стены и покрытие расчетная температура наружного воздуха определяется по формуле:

$$t_n = 0,4t_{p.ноч} + 0,6t_{д.н},$$

где: $t_{ср.мес}$, $t_{a.м}$ - соответственно среднемесячная температура самого жаркого месяца года и температура абсолютного максимума, °C. В настоящей работе t_n задается вариантом (табл. 2.2) и не требует расчета.

При расчете теплопритока из помещений, температура в которых известна (холодильные камеры, помещения с кондиционерами и т. д.) в качестве t_n берется температура помещения.

Если внутренние стены отделяют камеру от неохлаждаемых помещений, температура в которых не известна (тамбуры, вестибюли, производственные помещения), то за расчетную разность температур принимают проценты от разности температуры наружного воздуха и воздуха в камере. При этом возможны два случая:

а) если внутреннее ограждение отделяет камеру от неохлаждаемого помещения, сообщаемого с наружным воздухом (т. е. имеющего двери, выходящие непосредственно на улицу), то теплоприток Q_{1T} , Вт, через него определяется по формуле

$$Q_{1T} = k_d F (t_n - t_b) \cdot 0,7,$$

б) если внутреннее ограждение камеры отделяет камеру от неохлаждаемого помещения, не сообщаемого с наружным воздухом, то:

$$Q_{1T} = k_d F (t_n - t_b) \cdot 0,6,$$

Теплоприток от пола Q'_{1T} , Вт, имеющего устройство для обогрева, определяется как:

$$Q'_{1T} = k_d F_{п} (t_{г} - t_b),$$

где k_d - действительный коэффициент теплопередачи пола, Вт/(м² • К); $F_{п}$ - площадь поверхности пола, м²; $t_{г}$ - средняя температура поверхности устройства для обогрева грунта, °C (при электрообогреве принимают $t_{г} = +1$ °C); t_b - температура воздуха внутри камеры, °C

Электрообогрев пола используется в камерах с отрицательной температурой воздуха для предотвращения промерзания грунта и его вспучивания. В камерах с положительной температурой обогрев пола не применяется, и для расчета теплопритоков пол камеры разбивают на зоны, каждая из которых должна быть шириной 2 м, начиная от наружной стены. Расчет ведут по формуле:

$$Q'_{1T} = \sum (k_{усл} F) (t_n - t_b) \tau,$$

где $k_{усл}$ - условный коэффициент теплопередачи соответствующей зоны пола, Вт/(м² • К); F - площадь соответствующей зоны пола, м²; t_n - расчетная температура наружного воздуха, °C; t_b - температура воздуха внутри камеры, °C; τ - коэффициент, учитывающий относительное возрастание термического сопротивления пола.

Значения условных коэффициентов теплопередачи $k_{усл}$, Вт/(м² • К), принимают следующие:

на расстоянии до 2 м от наружных стен - 0,47;
от 2 до 4 м от наружных стен - 0,23;
от 4 до 6 м от наружных стен - 0,12;
для остальной поверхности пола - 0,07.

Коэффициент τ определяется по формуле:

$$\frac{1}{1+1.25 \cdot \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)}$$

где $\delta_1, \delta_2, \delta_i$ - толщина каждого из слоев конструкции пола, м;

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ - коэффициенты теплопроводности материалов, составляющих конструкцию пола, Вт/(м · К).

Теплоприток от солнечной радиации, Вт, через наружные стены и покрытие камеры

$$Q_{1c} = k_d F \Delta t_c$$

где k_d - действительный коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(м² · К);

F - площадь поверхности, облучаемой солнцем, м²; Δt_c - избыточная разность температур, характеризующая действие солнечной радиации для летнего периода, °С.

Избыточную разность температур для плоской кровли рекомендуется принимать по табл. 1 прил. 2. Она зависит от ориентации ограждения по сторонам света, месторасположения холодильника (географической широты), а также типа и цвета покрытия поверхностей, облучаемых солнцем.

Теплоприток от грузов при холодильной обработке. Такой теплоприток Q_2 , Вт, определяется по выражению

$$Q_2 = Q_{2п} + Q_{2т}$$

где $Q_{2п}$ - теплоприток от продуктов, Вт; $Q_{2т}$ - теплоприток от тары, Вт.

$$Q_{2п} = G_{п} \Delta i \frac{1000}{\tau \cdot 3,6}$$

где $G_{п}$ - суточное поступление продукта в камеру, т/сут.; Δi - разность удельных энтальпий, соответствующих начальной и конечной температурам продукта, кДж/кг; τ - продолжительность холодильной обработки, ч;

Суточное поступление продукта в камеру задается вариантом. Значения энтальпий продуктов принять по табл. 2 прил. 2. Значение начальной температуры продукта определено заданием, а значение конечной принимается равной температуре воздуха в камере. Продолжительность холодильной обработки в камерах хранения - 24 часа.

Так как большинство продуктов поступает на хранение в таре, то необходимо учесть теплопритоки от тары, Q_T , Вт:

$$Q_T = G_T C_T (t_1 - t_2) \frac{1000}{\tau \cdot 3,6}$$

где G_T - суточное поступление тары, т/сут.;

C_T - удельная теплоемкость материала тары, кДж/(кг · К);

t_1, t_2 - соответственно температура тары при поступлении и выходе груза, °С.

Суточное поступление тары определяется в зависимости от материала тары и суточного поступления продукта, т/сут.: если картонная тара, то $G_T = 0,1 G_{п}$; деревянная - $G_T = 0,2 G_{п}$;

металлическая - $G_T = 0,3 G_{п}$.

стеклянная - $G_T = G_{п}$.

Удельная теплоемкость тары C_T , кДж/(кг · К):

картонная - 1,46;
 деревянная - 2,5;
 металлическая - 0,46;
 стеклянная - 0,835.

Теплоприток от наружного воздуха при вентиляции.

Теплоприток при вентиляции Q_3 учитывается только в специализированных холодильниках и камерах хранения фруктов и овощей.

Эксплуатационные теплопритоки. К ним относятся четыре теплопритока Q_4 , Вт;

$$Q_4 = Q_4^I + Q_4^{II} + Q_4^{III} + Q_4^{IV}$$

где Q_4^I – теплоприток от освещения, Вт;

Q_4^{II} - теплоприток от людей, Вт;

Q_4^{III} - теплоприток от работающих электродвигателей, Вт;

Q_4^{IV} - теплоприток от открывания дверей, Вт.

Теплоприток от освещения.

$$Q_4^I = A F$$

где A - количество теплоты, выделяемое осветительными приборами на 1 м² площади камеры, Вт/м², для камер хранения $A = 1,0$ Вт/м²;

F - площадь камеры, м².

Теплоприток от людей.

$$Q_4^{II} = 350n$$

где n - число работающих людей;

350 - тепловыделение одного человека при тяжелой физической работе, Вт.

Число работающих людей выбирается в зависимости от площади камеры. Для камер площадью до 200 м² $n = 2-3$, свыше 200 м² - $n = 3-4$.

Теплоприток от работающих электродвигателей

$$Q_4^{III} = \sum_{i=1}^m N_{э} \cdot 10^3$$

где $N_{э}$ - мощность электродвигателя, кВт.

Для камер хранения охлажденных грузов мощность устанавливаемых электродвигателей ориентировочно принимается $N_{э} = 1-4$ кВт. Чем больше камера, тем больше мощность установленных электродвигателей. Для камер хранения мороженных грузов

теплоприток Q_4^{III} не учитывается.

Теплоприток от открывания дверей.

$$Q_4^{IV} = K F$$

где K - удельный приток теплоты от открывания дверей, Вт/м²;
 F - площадь камеры, м².

Для определения K можно воспользоваться данными из табл. 3 прил. 2.
Общий теплоприток, который должен быть отведен охлаждающими приборами камеры, определяется как сумма всех выше рассмотренных теплопритоков (Вт):

$$Q_{об} = Q_1 + Q_2 + Q_4.$$

5.3. Контрольные вопросы.

1. Классификация теплопритоков.
2. Расчет теплопритоков через наружные стены.
3. Определение расчетной температуры наружного воздуха.
4. Расчет теплопритоков из помещений, температура в которых известна.
5. Расчет теплопритоков из неохлаждаемых помещений, температура в которых неизвестна.
6. Расчет теплопритоков через полы с электрообогревом.
7. Расчет теплопритоков через обогреваемые полы.
8. Расчет теплопритоков от солнечной радиации.
9. Расчет теплопритоков от продуктов при их термической обработке.
10. Расчет теплопритоков от тары.
11. Расчет эксплуатационных теплопритоков.

6. ПОСТРОЕНИЕ ЦИКЛА И РАСЧЕТ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

6.1. Общие сведения.

Во многих отраслях народного хозяйства для получения температур ниже температуры окружающей среды используется искусственное охлаждение. Охлаждение осуществляется с помощью холодильных машин. Согласно второму закону термодинамики тепло может быть перенесено из холодной среды в теплую путем затрата извне механической или тепловой энергии. Для этого осуществляют специальные термодинамические циклы. Обратный круговой процесс, осуществляющий искусственное охлаждение в результате переноса тепла от холодного тела в окружающую среду, называют холодильным циклом.

Комплекс технических устройств, с помощью которых осуществляется холодильный цикл, называется холодильной машиной. Рабочее тело, с помощью которого осуществляется холодильный цикл в холодильной машине, называется холодильным агентом. Холодильные машины, в которых происходит перенос тепла от более холодного тела к более нагретому в результате кипения и конденсации холодильного агента называют паровыми холодильными машинами.

Циклы паровых холодильных машин осуществляются в области влажного и перегретого пара холодильных агентов. Для построения и расчета циклов паровых холодильных машин необходимо знать термодинамические свойства холодильных агентов. Чаще всего при этом используют диаграммы состояний $\lg p-i$, $i-S$ и т. д., которые составлены на основании экспериментальных исследований и с помощью достаточно точных уравнений.

Целью работы является ознакомление с термодинамическими диаграммами холодильных агентов и принципиальными схемами современных холодильных машин, а также приобретение практических навыков в построении и проведении расчета теоретических циклов паровых холодильных машин.

Термодинамические диаграммы.

Для расчета циклов паровых холодильных машин используют термодинамические диаграммы состояния рабочих тел. Наиболее распространенными являются $T-S$ и $\lg p-i$ диаграммы. На рис 6.1. представлена наиболее распространенная диаграмма $\lg p-i$.

На диаграмме отмечены области различных агрегатных состояний рабочих веществ.

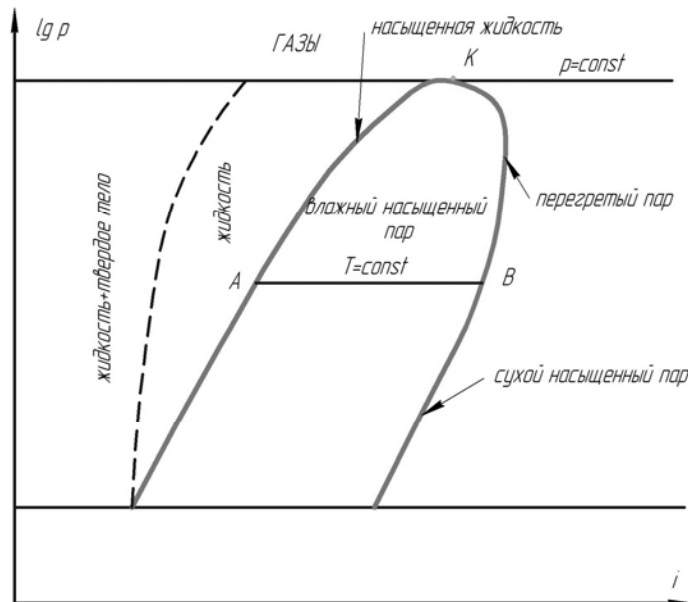


Рис 6.1. Диаграмма $\lg p - i$.

Критическая точка К характеризует состояние рабочего тела, при котором исчезает различие между жидкостью и паром. Состояния, лежащие выше критической точки, есть газы. Ниже критической точки рабочее тело может находиться при одной и той же температуре в жидком (точка А) и парообразном (точка В) состояниях.

Точка, в которой рабочее тело может находиться в твердом, жидком и газообразном состоянии, называется тройной точкой (точка С).

Критическая точка холодильных агентов характеризуется высокой температурой и большим давлением, а тройная - низким значением этих параметров (например холодильный агент R22 имеет $T_{кр} = 96,13 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $p_{кр} = 49,86 \cdot 10^3 \text{ Па}$, $T_{тр} = -160 \text{ }^{\circ}\text{C}$).

Если подводить тепло к жидкости при постоянном давлении, то жидкость нагреется до состояния насыщения (точка А), а затем начнет превращаться во влажный насыщенный пар. При дальнейшем нагреве влажный пар становится сухим насыщенным (точка В), затем перегретым.

Линии, отходящие от критической точки К в диаграммах, являются пограничными кривыми, которые делят диаграмму на отдельные области состояния рабочего тела. Линия СК разделяет область переохлажденной жидкости (жидкости, имеющей температуру ниже температуры насыщения) и влажного насыщенного пара, а линия КD - области влажного насыщенного пара и перегретого пара (пара, имеющего температуру выше температуры насыщения).

Все состояния, лежащие на левой граничной кривой СК есть состояния насыщенной жидкости, а состояния на правой граничной кривой КD - состояния сухого насыщенного пара.

Состояния влажного насыщенного пара характеризуются степенью сухости X , которая показывает количество сухого насыщенного пара, содержащегося во влажном насыщенном паре. Для насыщенной жидкости $X = 0$, для сухого насыщенного пара $X = 1$.

Так как превращение жидкости в пар происходит при постоянном давлении и температуре, то в диаграмме в области влажного насыщенного пара изотермы совпадают с изобарами.

В диаграммах, построенных в международной системе единиц СИ, давление дано в мегапаскалях (МПа), для перевода единиц измерения давления необходимо помнить соотношения единиц давления ($1 \text{ бар} = 0,1 \text{ МПа} = 1,02 \text{ кгс/см}^2 = 1 \text{ атм}$).

Диаграмму свойств рабочих тел $T-S$ часто называют тепловой, так как по второму за-

кону термодинамики количество тепла можно определить по формуле $dq = T \cdot dS$, что графически означает площадь на диаграмме под процессом. В диаграмме $\lg p-i$ значения давлений откладываются по оси ординат в логарифмическом масштабе, это сделано для сокращения размеров диаграммы по вертикали. В процессах при постоянном давлении количество подведенной теплоты определяется равенством:

$$q = i_2 - i_1$$

где i_1, i_2 - энтальпия соответственно конца и начала процесса.

Следовательно, графически в диаграмме $\lg p-i$ количество тепла можно показать отрезком, параллельным оси абсцисс. Поэтому диаграмму иногда называют разностной.

6.2. Принципиальные схемы и теоретические циклы паровых холодильных машин.

Простейшая схема аммиачной одноступенчатой паровой холодильной машины с переохлаждением жидкого холодильного агента перед регулирующим вентилем с перегревом всасываемого пара в компрессор представлена на рис. 3.2.

Схема включает в себя испаритель И, компрессор КМ, конденсатор КД, регулирующий вентиль РВ. Все элементы схемы соединены между собой трубопроводами в один контур, внутри которого циркулирует холодильный агент.

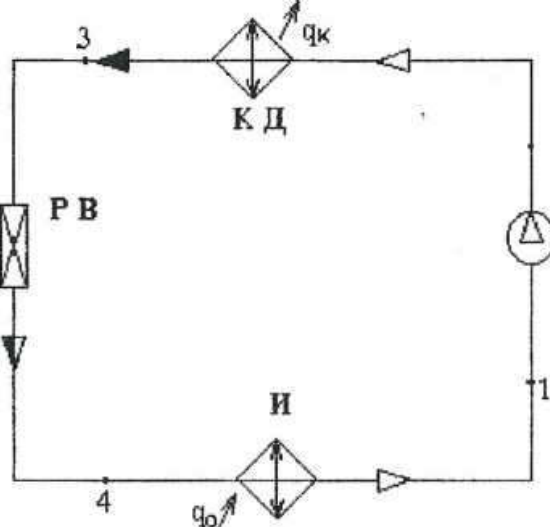


Рис. 6.2. Принципиальная схема паровой холодильной компрессионной машины.

Цикл холодильной машины в диаграммах $T-S$ и $\lg p-i$ представлен на рис. 3.3. Компрессор всасывает пары холодильного агента из испарителя, и сжимает их от давления кипения p_0 до давления конденсации p_k (процесс 1-2). При сжатии паров их температура повышается от $t_{вс}$ (t_1) до t_2 . Далее сжатые пары направляются в конденсатор, где за счет отвода тепла в окружающую среду (вода, воздух) происходит охлаждение перегретого пара до состояния сухого насыщенного при температуре конденсации (процесс 2-2') и процесс конденсации (процесс 2'-3'). За счет избытка теплопередающей поверхности конденсатора жидкий холодильный агент переохлаждается на $3 \dots 4^\circ \text{C}$ (процесс 3'-3), а затем дросселируется в регулирующем вентиле РВ (процесс 3-4) от давления конденсации до давления кипения.

После дросселирования влажный насыщенный пар (состояние 4) поступает в испаритель, где за счет подвода тепла от объекта охлаждения происходит процесс кипения холодильного агента (процесс 4-1'). Кроме того, в испарителе происходит небольшой перегрев паров холодильного агента относительно температуры насыщения

на 5... 15 °С (процесс 1'-1).

Пары, образовавшиеся в испарителе при кипении холодильного агента, отсасываются компрессором и цикл повторяется.

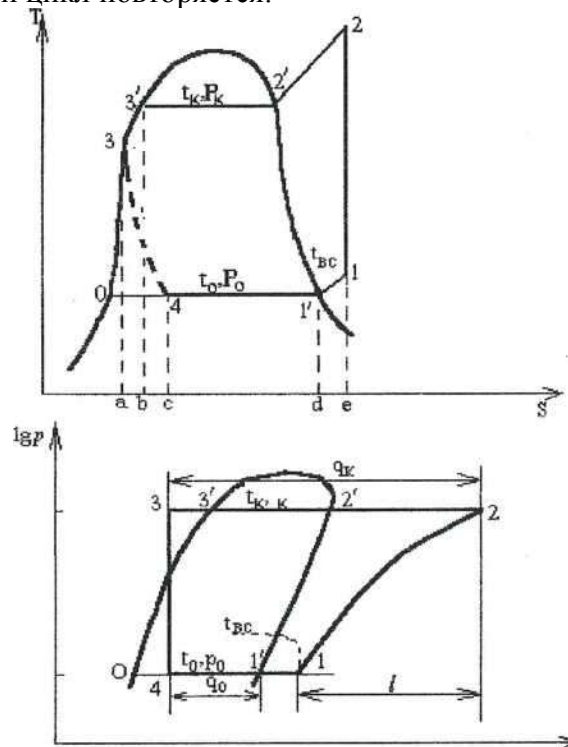


Рис. 6.3. Теоретический цикл паровой холодильной машины в диаграммах T-S и lg p-i

При использовании в качестве рабочих тел фреонов в схемы холодильных машин включают теплообменные аппараты (рис. 6.4). В дополнительном теплообменнике за счет теплообмена между теплым жидким холодильным агентом, идущим из конденсатора, и холодным паром холодильного агента, идущим из испарителя, происходит одновременно переохлаждение жидкого хладагента перед РВ (процесс 3'—3) и перегрев пара на 20.. 40 °С (процесс 1'-1), всасываемого в компрессор.

Все остальные процессы аналогичны ранее рассмотренной схеме. Таким образом, цикл холодильной машины с теплообменником, построенный в диаграммах T-S и lg p-i, выглядит так же, как и цикл машины без теплообменника (см. рис. 3.3). Отличие циклов состоит лишь в величине перегрева пара (процесс 1'-1) и переохлаждения жидкости (процесс 3'-3).

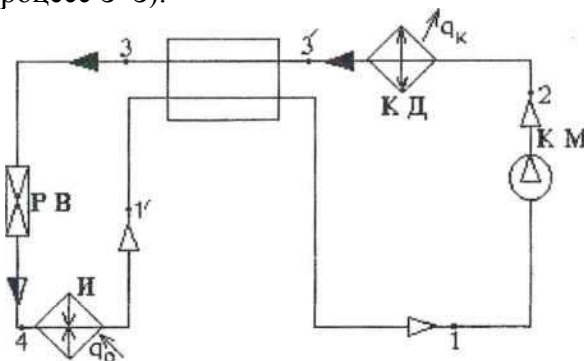


Рис. 6.4. Принципиальная схема паровой холодильной компрессионной машины с дополнительным теплообменником

В T-S-диаграмме удельная массовая холодопроизводительность цикла q_0 эквивалентна площади 4-3'-d-1'. Количество тепла, отводимого в конденсатор q_k изображается площадью b-3'2-e. Затраченная в компрессоре работа / изображается площадью O-3-3'-2'-2-1-1'-4-O. Количество тепла, передаваемого в дополнительном теплообменнике от жидкого холодильного агента к парообразному, изображается площадью a-3-3'-b или

площадью $d-l-l-e$ и находится по формуле:

$$q_{\text{то}} = t'_3 - t_3 = t_1 - t'_1$$

На $\lg p-i$ -диаграмме величины q_K , q_0 , l показаны в виде отрезков.

Построение теоретических циклов паровых холодильных машин и их расчет
Для построения и расчета теоретического цикла холодильных машин в качестве исходных данных задаются: требуемая холодопроизводительность компрессора $Q_{\text{от}}$, кВт; температура кипения холодильного агента t_0 , °С; температура конденсации холодильного агента t_k , °С; холодильный агент.

6.3. Задание.

Настоящая работа проводится индивидуально каждым студентом в соответствии с вариантом. Вариант задания определяется двумя последними цифрами номера зачетной книжки по табл. 6.1.

Предпоследняя цифра шифра	Холодопроизводительность	Температура кипения t_0 , °С	Последняя цифра шифра	Температура конденсации t_k , °С	Схема холодильной машины	Холодильный агент
1	40	-15	1	+30	С дополнительным теплообменником	R22
2	60	-10	2	+35		R134
3	80	-25	3	+25		R22
4	100	-15	4	+30		R134
5	120	-20	5	+20		R22
6	140	-5	6	+15		R134
7	160	-30	7	+35	Без дополнительного теплообменника	АММИАК
8	180	-15	8	+30		(R717)
9	200	-20	9	+25		АММИАК
0	220	-25	0	+20		(R717)

Построение циклов в диаграммах $T-S$ и $\lg p-i$ практически удобнее начинать с нанесения на них изобар, соответствующих заданным температурам кипения и конденсации холодильного агента. Затем на изобаре p_0 необходимо определить точку 1. Для этого проводят изотерму, равную (вс. и пересечение изобары p_0 с изотермой t_{BC} дает искомую точку 1. Процесс сжатия холодильного агента в компрессоре происходит адиабатно, т. е. при постоянной энтропии. Следовательно, проводят линию постоянной энтропии от точки 1 до пересечения с изобарой p_k . Получена точка 2 характеризующая состояние холодильного агента после сжатия в компрессоре.

За процессом сжатия (процесс 1—2) на диаграмму следует нанести процессы, протекающие в конденсаторе. Эти процессы располагаются на изобаре конденсации. Конечная точка процесса конденсации - точка 3 пересечения этой изобары с изотермой, соответствующей температуре перед регулирующим вентилем. Для циклов с дополнительным теплообменником положение точки 3 определяют из теплового баланса до-

полнительного теплообменника $t'_3 - t_3 = t_1 - t'_1$, где только одно неизвестное i_3 .

Затем наносится линия, изображающая процесс дросселирования в регулирующем вентиле, которая проходит по изотерме i_3 до пересечения с изобарой p_0 . Точка 4 характеризует состояние холодильного агента при поступлении его в испаритель. После построения цикла в диаграммах $T-S$ и $\lg p-i$ следует определить параметры узловых точек цикла и занести их в таблицу:

Параметр	Номер точки						
	I'	I	2	2'	3'	3	4
T, °C							
i, МПа							
i, кДж/кг							
V, м ³ /кг							

Имея числовые значения параметров узловых точек цикла, приступают к его расчету.

При расчете теоретического цикла определяются следующие величины:

1. Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг,

$$q_0 = i_1' - i_4$$

2. Удельная работа сжатия в компрессоре, кДж/кг;

$$l = i_2 - i_1$$

3. Удельная тепловая нагрузка на конденсатор, кДж/кг;

для схем без теплообменника

$$q_k = i_2 - i_3,$$

для схем с теплообменником

$$q_k = i_2 - i_3',$$

Массовый расход хладагента, кг/с,

$$M = Q_{0T} / q_0,$$

Требуемая теоретическая объемная производительность компрессора, м³/с,

$$V_T = (M v_1) / \lambda$$

где v_1 - удельный объем пара на всасывании, м³/кг (точка 1 цикла); λ - коэффициент подачи компрессора, определяемый в зависимости от отношения давлений конденсации и кипения (p_k/p_0).

Для сальниковых поршневых компрессоров при условии $p_k/p_0 < 10$ коэффициент подачи может быть определен по формуле

$$\lambda = -0,55 p_k/p_0 + 1$$

Теоретическая мощность компрессора (адиабатическая), кВт,

$$N_T = M l = M (i_2 - i_1)$$

Тепловая нагрузка на конденсатор, кВт: для схем без теплообменника

$$Q_{кд} = M_{q_k} = M (i_2 - i_3)$$

для схем с теплообменником

$$Q_{\text{кд}} = M_{q_k} = M(t_2 - t_3')$$

На основании полученного значения U_T по каталогу (или прил. 3) подбирается компрессор, объемная производительность которого V_{KM} на 20-40 % больше требуемой V_T . Это обеспечивает работу компрессора с коэффициентом рабочего времени $b = 0,8-0,6$.

Далее производится перерасчет основных параметров с учетом характеристик выбранного компрессора.

Действительный массовый расход хладагента в компрессоре, кг/с,

$$M_{KM} = (\lambda V_{KM})/v_1$$

Действительная холодопроизводительность компрессора, кВт,

$$Q_0 = M_{KM} q_0$$

Действительная нагрузка на конденсатор, кВт:

для схем без теплообменника

$$Q_{\text{кд}} = M_{KM} q_k = M_{KM} (t_2 - t_3)$$

$$Q_{\text{кд}} = M_{KM} q_k = M_{KM} (t_2 - t_1)'$$

для схем с теплообменником

6.4. Контрольные вопросы

1. Что называется холодильной машиной? Дать определение холодильного цикла.
2. Цель работы.
3. Какие области состояния рабочих тел изображаются в термодинамических диаграммах (ТДД)?
4. Как изображаются изотермы, изобары, изоэнтальпы, изохоры, адиабаты в ТДД?
5. Почему Г-5-диаграмму называют «тепловой», а lg p / «разностной»?
6. Назовите основные характеристики и процессы цикла холодильной машины.
7. Назначение основных аппаратов холодильной машины и изображение процессов в ТДД, происходящих в них.
8. Назначение в схеме холодильной машины дополнительного теплообменника.
9. Составить тепловой баланс дополнительного теплообменника.

7. ПОСТРОЕНИЕ ЦИКЛА И РАСЧЕТ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

На предприятиях пищевой промышленности для замораживания продуктов ис-

пользуются специальные камеры и скороморозильные аппараты, в которых требуется поддержание низкой температуры. Анализ циклов одноступенчатых холодильных машин и их расчет показал, что при понижении температуры кипения холодильного агента возникает ряд негативных последствий:

уменьшение удельной массовой холодопроизводительности q_0 ;
 увеличение температуры нагнетания холодильного агента и, как следствие, возможность пригорания смазочного масла на клапанах, или даже его самовоспламенение;
 уменьшение количества жидкого холодильного агента, поступающего в испаритель после дросселирования; ухудшение объемных и энергетических показателей компрессора; увеличение необратимых потерь, связанных с перегревом пара на нагнетании и процессом дросселирования.

Установлено, что при степени сжатия $p_k/p_0 > 9$ (p_k - давление конденсации, p_0 - давление кипения) применение одноступенчатого сжатия нецелесообразно, и следует перейти к двухступенчатому сжатию.

Цель работы - ознакомление студентов с принципиальной схемой и работой двухступенчатой холодильной машины и приобретение практических навыков в построении и проведении расчета циклов таких машин.

7.1. Принципиальная схема и цикл двухступенчатой холодильной машины.

На рис. 7.1 представлена схема двухступенчатой холодильной машины со змеевиковым промежуточным сосудом и однократным дросселированием.

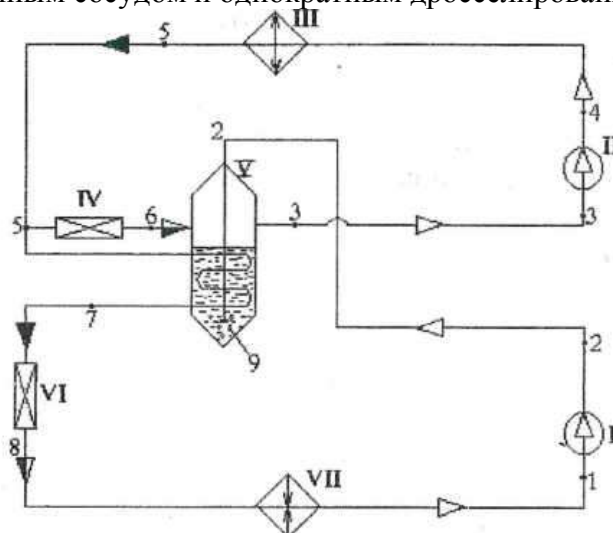


Рис. 7.1. Принципиальная схема двухступенчатой холодильной машины.

Холодильная машина включает в себя следующие элементы:

- I - компрессор нижней ступени;
- II - компрессор верхней ступени;
- III- конденсатор;
- IV - вспомогательный регулирующий вентиль;
- V - промежуточный сосуд;
- VI - основной регулирующий вентиль;
- VII - испаритель

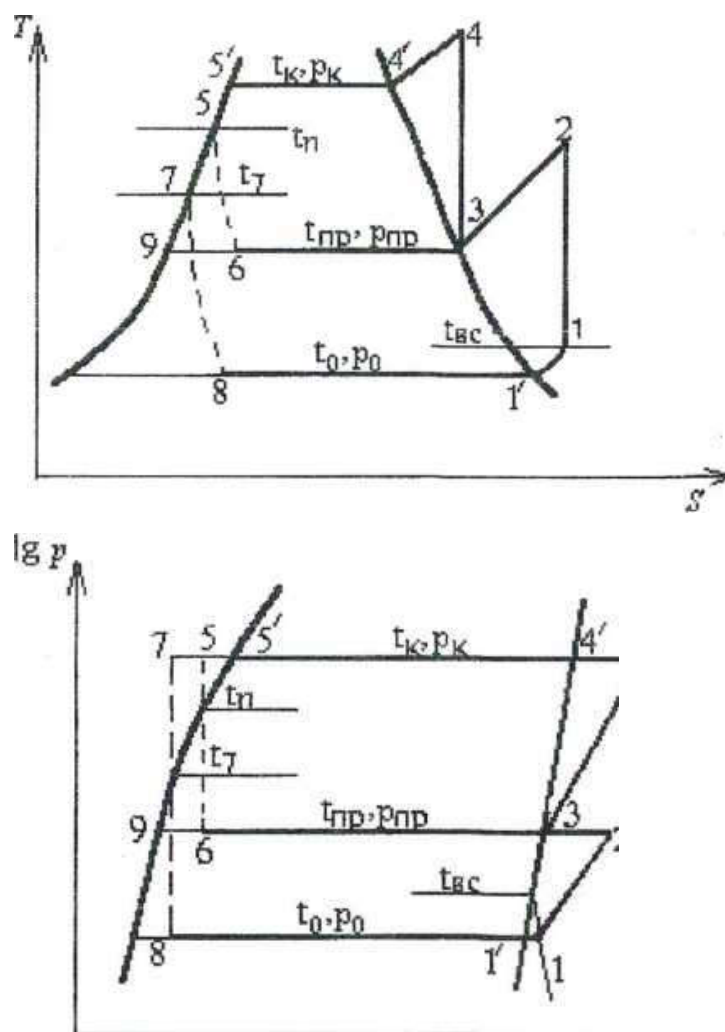


Рис. 7.2. Цикл двухступенчатой холодильной машины в диаграммах $T-S$ и $\lg p-i$

В двухступенчатых холодильных машинах хладагент последовательно сжимается вначале в компрессоре нижней ступени (низкого давления) от давления кипения p_0 до промежуточного $p_{пр}$, а затем, после охлаждения в промежуточном сосуде, в компрессоре верхней ступени (высокого давления) от промежуточного $p_{пр}$ до давления конденсации p_k (рис. 7.2).

Промежуточный сосуд выполняет две основные функции: полное промежуточное охлаждение пара, идущего из компрессора нижней ступени. Оно осуществляется при прохождении пара через слой жидкости (барботаж), при этом жидкий холодильный агент кипит, воспринимая тепло от охлаждаемого пара. Процесс кипения происходит при промежуточных давлении и температуре; переохлаждение жидкого холодильного агента после конденсатора в змеевике промежуточного сосуда перед основным регулирующим вентилем. Охлаждение осуществляется также жидким холодильным агентом, кипящим при промежуточной температуре.

Цикл двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением и однократным дросселированием изображен на рис. 7.2.

Построение цикла производится в следующем порядке:

По заданным температурам кипения t_0 и конденсации t_k находят соответствующие им давления p_0 и p_k .

Определяют промежуточное давление $p_{пр}$

$$p_{\text{пр}} = \sqrt{p_0 p_k}$$

Находят промежуточную температуру $t_{\text{пр}}$, соответствующую промежуточному давлению.

Рассчитывают температуру переохлаждения жидкого холодильного агента на выходе из змеевика промсосуда:

$$t_7 = t_{\text{пр}} + 3^\circ \text{C}$$

Определяют температуру переохлаждения жидкого хладагента после конденсатора t_n и температуру перегретого пара на всасывании в компрессор:

$$\begin{aligned} t_n &= t_k - (3 \dots 5)^\circ \text{C}, \\ t_n &= t_n + (5 \dots 15)^\circ \text{C} \end{aligned}$$

На диаграмму наносят линии температур t_0 , t_k , t_n , $t_{\text{вс}}$, $t_{\text{пр}}$, t_7 и линии давлений p_0 , p_k и $p_{\text{пр}}$ в области перегретого пара, а линию p_k продолжают также и в области переохлажденной жидкости. В результате этих построений на диаграмме получаются точки 1', 3, 4', 5', 5, 7, 9.

Точка 1, характеризующая состояние пара всасываемого в компрессор, находится на пересечении изотермы $t_{\text{вс}}$ и изобары p_0 .

Точка 2, характеризующая состояние пара в конце сжатия в компрессоре нижней ступени, строится на пересечении адиабаты, проводимой из точки 1, с изобарой $p_{\text{пр}}$.

Точка 4, характеризующая состояние пара в конце сжатия в компрессоре верхней ступени, строится на пересечении адиабаты, проводимой из точки 3, с изобарой p_k .

Точка 6, характеризующая состояние влажного пара, подаваемого в промежуточный сосуд, строится на пересечении линии постоянной энтальпии, проводимой из точки 5, с линией $t_{\text{пр}}, p_{\text{пр}}$.

Точка 8, характеризующая состояние хладагента после дросселирования в основном регулирующем вентиле, строится на пересечении линии постоянной энтальпии, проводимой из точки 7, с линией t_0, p_0 .

Процессы, изображенные в диаграмме:

1-2 - адиабатное сжатие в компрессоре нижней ступени;

2-3 - полное промежуточное охлаждение пара после компрессора нижней ступени в промежуточном сосуде кипящим холодильным агентом (процесс 9-3);

- адиабатное сжатие в компрессоре верхней ступени;

4-5 - процесс отвода тепла в конденсаторе, который можно разделить на три процесса:

4-4' - охлаждение перегретого пара до состояния насыщения (сбив перегрева) при постоянном давлении p_k ; 4'-5' - конденсация хладагента при постоянных t_k и p_k ; 5-5' - переохлаждение холодильного агента при давлении p_k ;

5-6 - дросселирование части жидкого хладагента до промежуточного давления $p_{\text{пр}}$ во вспомогательном регулирующем вентиле;

5-7 - переохлаждение жидкого хладагента в змеевике промежуточного сосуда при давлении p_k кипящим хладагентом (процесс 9-3);

7-8 - дросселирование жидкого хладагента до давления кипения в основном регулирующем вентиле;

9-3 - кипение жидкого хладагента в промежуточном сосуде за счет подвода теплоты от пара, поступающего из компрессора нижней ступени, и жидкости, протекающей по змеевику;

8-1' - кипение в испарителе при постоянных t_0 и p_0 ;

1'-1 - перегрев пара на всасывании при постоянном давлении p_0 .

7.2. Задание.

Исходными данными для расчета холодильной машины двухступенчатого сжатия являются:

холодопроизводительность машины Q_0 , кВт;

температура кипения холодильного агента t_0 , °C;

температура конденсации холодильного агента t_K , °C;

вид холодильного агента.

Работа выполняется индивидуально каждым студентом в соответствии с вариантом.

Вариант задания определяется двумя последними цифрами номера зачетной книжки по табл. 7.1.

Предпоследняя цифра шифра	Холодопроизводительность Q_0 , кВт	Температура кипения t_0 , °C	Последняя цифра шифра	Температура конденсации t_K , °C	Холодильный агент
1	300	-40	1	+35	Аммиак
2	280	-25	2	+50	R22
3	260	-20	3	+55	R134
4	240	-35	4	+40	Аммиак
5	220	-30	5	+45	R22
6	200	-25	6	+50	R134
7	180	-45	7	+30	Аммиак
8	160	-35	8	+40	R22
9	140	-30	9	+45	Аммиак
0	120	-50	0	+25	Аммиак

По данным табл. 7.1 строится цикл двухступенчатой холодильной машины в lg p-i-диаграмме. После построения цикла определяются параметры узловых точек и заносятся в таблицу:

Параметр	Номер точки										
	1'	1	2	3	4	4'	5'	5	6	7	8
t_0 , °C											
p, МПа											
i, кДж/кг											
v, м ³ /кг											

Имея числовые значения параметров узловых точек цикла, приступают к его расчету. Рассчитывают для каждой ступени:

Удельную массовую холодопроизводительность q_0 , кДж/кг,

$$q_0 = i_{1'} - i_8$$

Расход пара в ступени низкого давления M_1 , кг/с,

$$M_1 = Q_0 / q_0$$

Расход пара в ступени высокого давления M_2 , кг/с,

$$M_2 = M_1 \cdot ((i_2 - i_7) / (i_3 - i_6))$$

Объемный расход пара, м³/с: в ступени низкого давления

$$V_1 = M_1 v_1$$

в ступени высокого давления

$$V_2 = M_2 v_2$$

где v_1 и v_2 - удельный объем пара, всасываемого соответственно ступенью низкого и высокого давления, $\text{м}^3/\text{кг}$.

По графику определяют коэффициенты подачи для каждой ступени в зависимости от степени сжатия: для ступени низкого давления $p_{\text{пр}}/p_0$ и ступени высокого давления p_k/p_0 . При этом следует учитывать тип компрессора. Как правило, на нижнюю ступень ставят винтовые компрессоры, а на верхнюю - поршневые.

Если справочная литература отсутствует, то коэффициенты подачи можно определить по следующим аппроксимационным зависимостям: для винтовых компрессоров

$$\lambda_N = -0,019 p_{\text{пр}}/p_0 + 0,915,$$

$$\lambda_B = -0,019 p_k/p_{\text{пр}} + 0,915,$$

где λ_N и λ_B - коэффициенты подачи соответственно ступеней низкого и высокого давления;

для поршневых сальниковых компрессоров

$$\lambda_N = -0,05 p_{\text{пр}}/p_0 + 1,$$

$$\lambda_B = -0,05 p_k/p_{\text{пр}} + 1.$$

Рассчитывают описываемый объем компрессора, $\text{м}^3/\text{с}$:
ступени низкого давления

$$V_{N,д} = V_1/\lambda_N$$

ступени высокого давления

$$V_{B,д} = V_2/\lambda_B$$

По вычисленным объемам подбирается либо двухступенчатый компрессор с общим блок-картером, в котором объединены ступени низкого и высокого давления, либо два одноступенчатых компрессора. Подбор компрессоров производится по справочной или учебной литературе, а также по каталогам выпускаемого оборудования. При отсутствии литературы можно воспользоваться табл. 2 прил. 3. В случае, если готовый двухступенчатый агрегат не подходит по объемной производительности какой-либо ступени, двухступенчатая холодильная машина может быть составлена из одноступенчатых агрегатов (табл. 1 прил. 3).

Определяют теоретическую мощность компрессора, кВт:
ступени низкого давления

$$N_{T_{N,д}} = M_1 (t_2 - t_1)$$

ступени высокого давления

$$N_{T_{B,д}} = M_2 (t_4 - t_3)$$

Рассчитывают действительную мощность компрессора, кВт:
ступени низкого давления

$$N_{i_{N,д}} = N_{T_{N,д}}/\eta_{i_{N,д}}$$

ступени высокого давления

$$N_{i_{B,д}} = N_{T_{B,д}}/\eta_{i_{B,д}}$$

где η - соответственно индикаторные КПД ступеней низкого и высокого давления.

Для современных поршневых и винтовых компрессоров, работающих на аммиаке, индикаторный КПД можно принимать 0,79-0,84.

Большие значения коэффициента относятся к более крупным компрессорам.

Для малых и средних компрессоров, работающих на хладагентах, индикаторный КПД можно принимать в пределах от 0,65 до 0,8.

Определяют эффективную мощность, кВт:

ступени низкого давления

$$N_{\epsilon_{\text{н.д}}} = N_{i_{\text{н.д}}} / \eta_{\text{м.н.д}}$$

ступени высокого давления

$$N_{\epsilon_{\text{в.д}}} = N_{i_{\text{в.д}}} / \eta_{\text{м.в.д}}$$

где η - соответственно механический КПД нижней и верхней ступеней, учитывающий потери на трение.

Для крупных и средних компрессоров, работающих на аммиаке, механический КПД можно принимать от 0,82 до 0,92; для малых и средних компрессоров, работающих на фреонах, - от 0,84 до 0,97.

По эффективной мощности определяется пригодность электродвигателя, поставляемого в комплекте с агрегатом высокой и низкой ступени.

Вычисляют тепловой поток в конденсаторе, кВт.

$$Q_k = Q_0 + (N_{i_{\text{н.д}}} + N_{i_{\text{в.д}}})$$

7.3. Контрольные вопросы

1. Причины перехода к двухступенчатому сжатию.
2. Условия перехода к двухступенчатому сжатию.
3. Из каких элементов состоит двухступенчатая холодильная машина?
4. Назначение элементов двухступенчатой холодильной машины.
5. Изобразить схему двухступенчатой холодильной машины.
6. Построить цикл двухступенчатой холодильной машины в lg p- i и F-S- диаграммах.
7. Выполнить расчет двухступенчатой холодильной машины.

8. Приложения.

Коэффициенты теплоотдачи для наружных и внутренних поверхностей

Поверхности ограждений	Коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м ² ·К)
Наружные	
при расположении холодильника в черте города	17,4 23,3
при строительстве холодильника в пригороде и сельской местности	
Внутренние	
при циркуляции воздуха в камере:	
слабой	8,0
умеренной	9,0
интенсивной	10,5

Коэффициенты теплопроводности некоторых материалов

Материалы	Стандартная толщина слоя δ , мм	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)
1	2	3
Теплоизоляционные		
Пенопласт поливинилхлорид ПВХ-1	50, 60, 80	0,052
Пенопласт поливинилхлорид ПВХ-2	50, 60, 80	0,047
Пенопласт фенольно-резольный ФРП-1	50, 100	0,058
Плиты перлитогелевые	80, 100	0,076...0,087
Плиты минераловатные	50, 60	0,07
Рипор	-	0,025...0,03
Пенопласт полистирольные ПСБ-С	25, 50, 100	0,035
Пенопласт полиуретановый ПУ-101	25	0,041
Пенопласт полиуретановый ППУ-3с	25	0,047
Пароизоляционные		
Гидроизол	1,0	0,25
Стеклорубероид	2,0	0,30
Пергамин и рубероид	1,0	0,15
Битум	1,0	0,17
Строительные		
Кирпич	120	0,82
Бетонные и железобетонные изделия	40, 50, 80, 100, 140, 150, 200	1,86
Штукатурка (сложный раствор)	20,0	0,98
Цементно-песчаный раствор	25,0	0,86
Керамзитобетон	240,0	0,47
Песок уплотненный	-	0,58

Нормативные коэффициенты теплопередачи, Вт/(м²·К)

Температура наружного воздуха сред- негодовая t _{ср} , °С	Температура помещения t _{пм} , °С						
	-25	-20	-18	-2	0	+4	+12
1	2	3	4	5	6	7	8
	а) для наружных стен (верхнее значение) и покрытий (нижнее значение)						
от 0 °С и ни- же	0,25	0,28	0,29	0,49	0,52	0,58	0,7
	0,23	0,25	0,26	0,44	0,45	0,47	0,52
от 0 до 8°С	0,22	0,25	0,26	0,37	0,40	0,44	0,64
	0,20	0,22	0,23	0,33	0,34	0,42	0,52
от 8,1 °С и выше	0,20	0,21	0,22	0,29	0,30	0,35	0,52
	0,18	0,19	0,20	0,26	0,27	0,33	0,47
	б) для обогреваемых полов: лежащих на грунте						
	0,21	0,24	0,25	0,38	0,41	-	-
	в) для перегородок между камерой и неохлаждаемыми помещениями (коридорами, вестибюлями, тамбурами и т.д)						
	0,27	0,28	0,29	0,40	0,44	0,52	0,64
	г) для перегородок между охлаждаемыми камерами						
Температура воздуха в смежных ка- мерах, °С	-35 и -2...0	-35 и -25...-18	-18...-25 и -2...+4	-18...-25 и -18...-25	+12 и 0...+4		
Нормативный коэффициент теплопереда- чи, Вт/(м ² ·К)	0,26	0,47	0,28	0,58	0,52		

Значения избыточной разности температур, характеризующей действие солнечной радиации

Виды ограждения	Ориентировка поверхности по сторонам света								
	Ю			ЮВ	ЮЗ	В	З	СВ	СЗ
	Географическая широта								
	40°	50°	60°	от 40 до 60°		от 40 до 60°		от 40 до 60°	
	Избыточная разница температур, °С								
Стены:									
бетонные	5,9	8,0	9,8	8,8	10,0	9,8	11,7	5,1	5,6
кирпичные	6,6	9,1	11,0	9,9	11,3	11,0	13,2	5,8	6,3
побеленные известью или оштукатуренные светлой штукатуркой	3,6	4,9	6,0	5,4	6,1	6,0	7,2	3,2	3,5
покрытие штукатуркой на темном месте	5,1	7,1	8,5	7,7	8,8	8,5	10,2	4,5	4,9
Плоская кровля, покрытая:	Независимо от ориентировки и широты								
толем, асфальтом	18,5								
темным рубероидом	17,7								
светлым рубероидом	14,9								

Энтальпия пищевых продуктов при различных температурах, кДж/кг

Температура продукта, °С	Продукт									
	Мясо говядина, птица	Баранина	Свинина мясная	Субпродукты мясные	Молоко цельное	Кефир, простокваша	Сметана	Масло сливочное	Сыр	Творог
+35	345	334	318	384	458	-	-	240	-	-
+30	329	314	302	366	437	118	110	221	104	405
+20	297	287	273	331	398	78,6	73,7	183	75,7	369
+15	280	271	257	313	378	59	55,2	155	61,5	352
+14	277,8	268,2	254,3	310,5	374,0	55,1	51,6	149,6	58,7	295,9
+12	271,1	261,9	248,5	303,4	366,0	47,3	44,4	138,7	53,2	291,9
+10	264,8	255,6	242,2	269,2	358,5	39,4	36,8	129,9	47,7	280,8
+8	258,5	249,3	236,5	289,5	350,7	31,4	29,3	121,5	42,3	273,7
+6	251,8	243,0	230,0	282,4	342,6	23,7	21,2	114,4	36,7	266,8
+4	245,5	236,7	224,2	275,3	334,4	15,9	130,	107,7	31,0	259,8

+2	238,8	230,5	217,9	268,6	326,8	8,0	5,9	104,4	25,2	252,3
0	232,5	224,2	212,0	261,5	318,0	0	0	95,1	22,7	245,9
-2	98,9	96,0	91,8	109,8	111,0	-	-	60,3	14,3	-
-4	66,2	64,5	62,0	72,9	73,7	-	-	44,8	8,4	41,3
-6	50,7	49,4	47,3	55,3		-	-	36,5	4,1	25,9
-8	39,4	38,5	37,3	43,2		-	-	29,3	1,3	10,5
-10	30,2	29,7	28,9	33,1		-	-	23,5	-	0
-12	22,2	21,8	21,4	24,3		-	-	17,6	-	-12,0
-14	15,9	15,5	15,1	17,2		-	-	12,6	-	-22,1
-16	10,0	9,6	9,6	10,9		-	-	8,0	-	-32,2
-18	4,6	4,6	4,6	5,0		-	-	3,8	-	-43,8
-20	0	0	0	0		0	0	0	0	-

Удельный приток теплоты при открывании дверей, Вт/м²

Тип камер	Высота камер бм и площадь, м2		
	до 50	50-150	более 150
Камера хранения охлажденных продуктов	29	15	12
Камера хранения мороженных продуктов	22	12	8

Характеристики одноступенчатых агрегатов

Показатели	Агрегаты					
	с поршневыми компрессорами				с винтовыми компрессорами	
	A4O-7-2	A8O-7-2	A11O-7-0	A22O-7-0	21A28O-7-0	A350-7-0
Холодопроизводительность, кВт, при $t_0 = -15^\circ\text{C}$ $t_k = 30^\circ\text{C}$	44,6	92,8	140	280	300	405
Потребная мощность, кВт, при $t_0 = -15^\circ\text{C}$ $t_k = 30^\circ\text{C}$	15	30	42,4	58,9	90,5	137
Теоретическая объемная производительность компрессора, м ³ /с	0,029	0,058	0,0836	0,167	0,175	0,236
Мощность электродвигателя, кВт	18,5	37	75	132	180	200

Характеристики двухступенчатых агрегатов

Показатели			
	Аммиачные двухступенчатые		Двухступенчатый с поршневым компрессором
	АД130-7-4	АД260-7-4	АД55-7-5
Холодопроизводительность, кВт, при $t_0 = -40^\circ\text{C}$ $t_k = +35^\circ\text{C}$	157	314	67,5
Потребная мощность, кВт, при $t_0 = -40^\circ\text{C}$ $t_k = +35^\circ\text{C}$	97,8	196	39
Агрегат ступени низкого давления: марка агрегата теоретическая объемная производительность, м ³ /с мощность электродвигателя, кВт	АН130-7-6 0,243 55	АН260-7-6 0,486 100	0,128
Агрегат высокого давления: марка агрегата теоретическая объемная производительность, м ³ /с мощность электродвигателя, кВт	A110-7-0 0,0836 75	A220-7-0 0,167 132	0,055

Список рекомендуемой литературы

Основная литература

1. Тепло- и хладотехника : учебное пособие / С. В. Бутова, В. В. Воронцов, М. Н. Шахова [и др.]. — Воронеж: Воронежский Государственный Аграрный Университет им. Императора Петра Первого, 2016. — 248 с.
2. Цветков, О. Б. Теоретические основы тепло- и хладотехники. Основы термодинамики и тепломассопереноса : учебно-методическое пособие / О. Б. Цветков, Ю. А. Лаптев. — Санкт-Петербург : Университет ИТМО, Институт холода и биотехнологий, 2015. — 54 с.

Дополнительная литература

1. Тепломассообмен в установках кондиционирования воздуха: методические указания : [16+] / сост. П.Т. Крамаренко, С.С. Козлов, И.П. Грималовская ; Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет и др. — Нижний Новгород : Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет (ННГАСУ), 2013. — 39 с.
2. Буянов, О. Н. Тепло- и хладоснабжение предприятий пищевой промышленности: учебное пособие / О. Н. Буянов. — Кемерово: Кемеровский технологический институт пищевой промышленности, 2006. — 282 с. — ISBN 5-89289-412-6. — Текст: электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS: [сайт].
3. Кораблев, В. А. Лабораторный практикум по курсу теория тепло- и массообмена: учебное пособие / В. А. Кораблев, Д. А. Минкин, А. В. Шарков. — Санкт-Петербург: Университет ИТМО, 2016. — 37 с. — ISBN 2227-8397. — Текст: электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS: [сайт]